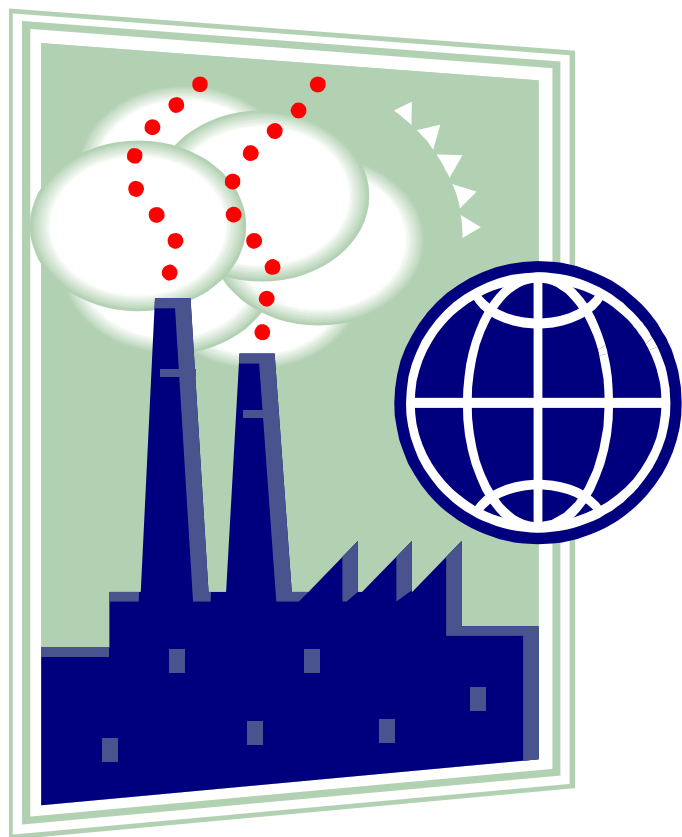




設備耗能指標管理與節能措施



工研院 綠能所
施顏崇

104年9月11日

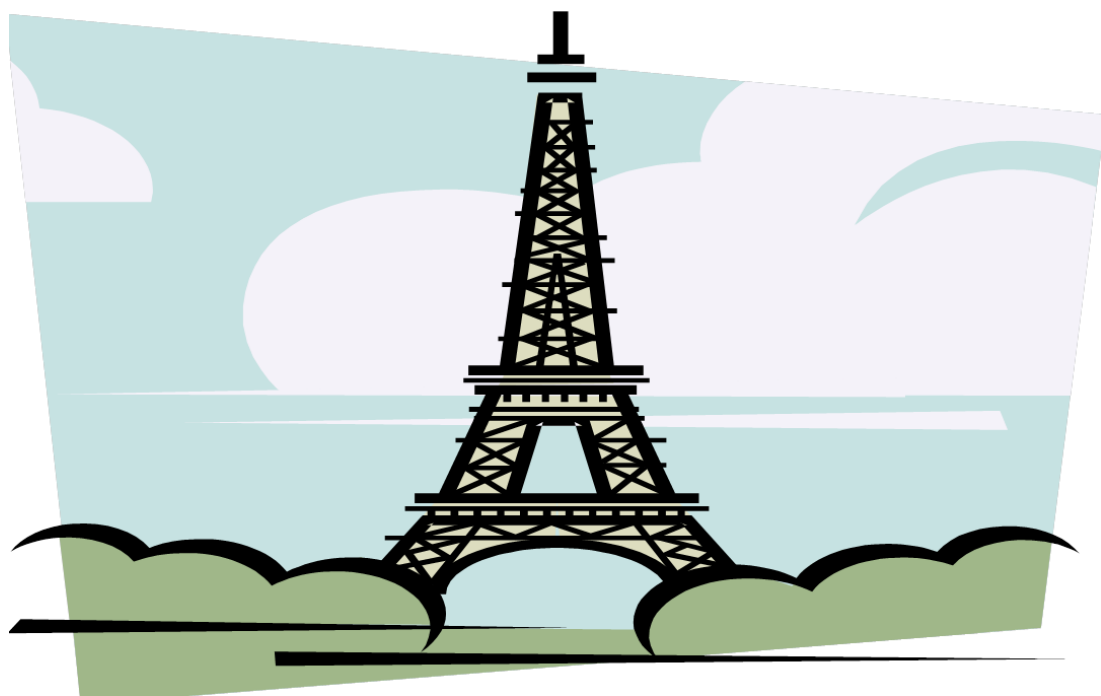


內容大綱

- 一. 設備能源效率指標管理面
- 二. 儀表安裝標準
- 三. 變壓器系統節能
- 四. 電機系統節能手法
 - 電動機
 - 泵系統
 - 風機系統
 - 空壓機系統
 - 空調系統



設備能源效率指標管理面



能源效率基準指標之重要性

能源效率基準指標對於組織的永續發展和外部形象至為重要，能源效率管理體系為組織持續提高能源管理績效和能源利用效率提供有系統的管理控制之手段。

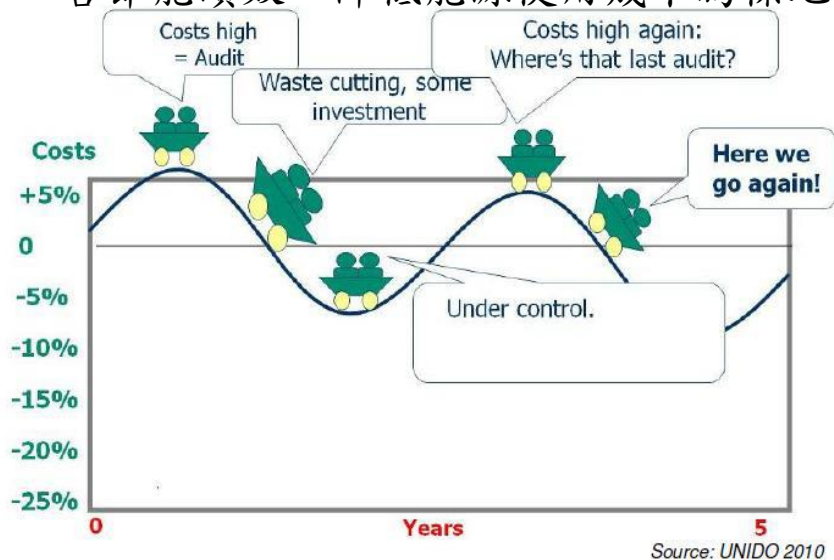
改善分為：

➤ 一次性改善

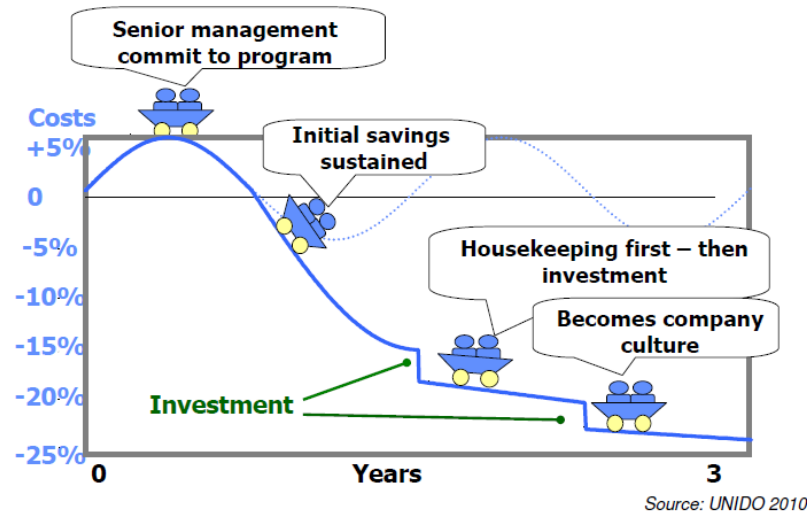
組織推動一次性的節能改善活動後，可能因為缺乏適當的管理機制，無法造成有效的持續追蹤其節能成效；

➤ 持續性改善

組織建立能源績效效率管理系統後，可以透過PDCA的管理循環，引導組織持續改善節能績效，降低能源使用成本為標地。



一次性的節能改善活動



持續性改善的能源管理系統



能源管理系統實施的基本理念

能源管理體系的核心是在組織內部持續改善能源管理績效，並通過管理節能深化節能和技術節能結構，實現從注重**單體設備能源效率**、**系統能源效率**到**整個組織能源效率的實質性轉變**，其操作的基本理念為：

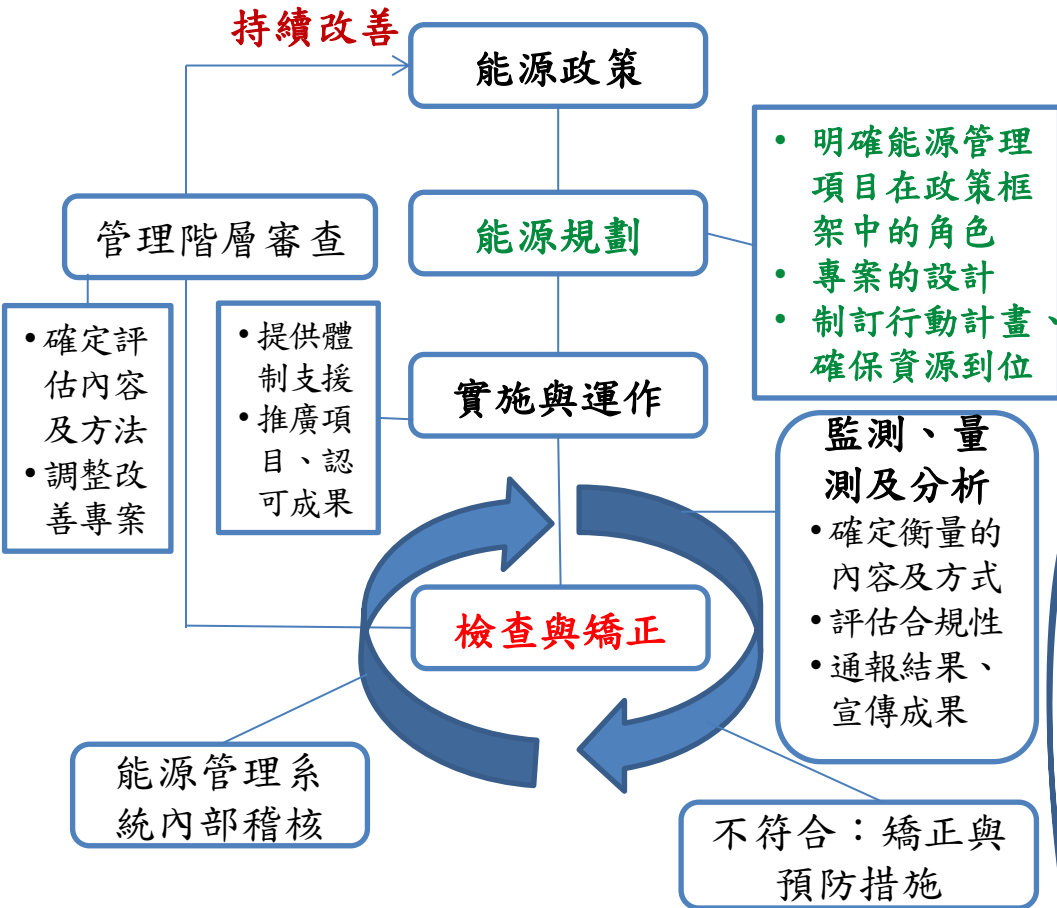
- 採用流程和管理系統方法，使所有過程結合，發揮顯著的能源管理效率；
- 運用PDCA(計畫、實施、檢查、行動或改善執行模式，針對每一個過程和活動都進行有效策劃和實施管理控制，並進行監測，發現問題及時改進；
- 建構管理體系的規範，用標準化的理念實現系統節能；
- 在能源管理體系邊界範圍內，實現全員參與和全過程管理控制。
- 貫徹落實相關法律法規、標準和其他要求；
- 評價體系執行之有效性和注重能源管理績效的提高；
- 應用先進有效的節能技術和管理方法，借鑒最佳節能實踐和經驗；
- 用管理控制節能來推動技術性節能和結構性節能；
- 與其他管理體系相融合，並將現行有效的能源管理方法，如節能目標責任制、能源審計、能量平衡、清潔生產、能效基準指標等，都納入能源管理體系。如ISO 50001可與ISO 9001、ISO 14001和ISO 18001做四合一整合性系統。



能源管理體系的主要特點

- 能源方針：企業最高管理層對能源管理做出的正式承諾。
- 跨部門管理團隊：由一名代表負責團隊管理，向最高管理層直接彙報工作並負責監督能源管理體系的執行。
- 能源評審：基於生產和服務水準，分析和評估現有用能情況和規劃用能量，然後判定節能潛力。但是，在一些能源管理體系標準中，並未就如何展開能源評審提供任何指南。政府專案可提供更多的指導方針。
- 企業的能耗基準。
- **企業特定的能源績效指標（EnPI）和能源基線(ENB)，用以追蹤、衡量節能進程。**
- 企業內相關職能部門、級別、流程或設施的節能目標和指標。
- 用以實現節能目標和指標的行動計畫。
- 大規模用能的運營管控與流程。
- **監測、管理和記錄持續節能成效。**
- 根據監測結果，對能源管理體系的過程進行內部審計。
- 由外部審計小組修改，從而獲得認可或驗證，並獲得外部利益相關方的認可。

ISO 50001 能源管理系統流程



1. **最高管理職責**：管理者承諾，指派能源管理代表、成立能源組織、訂定能源政策、充分授權

2. **能源績效制定**：法規要求、能源審查(資料收集、分析使用與消耗、追蹤能源使用數據)、鑑別重大能源使用區域、建立能源基準線、制定能源績效指標值、能源使用查證與分析、節能改善計畫、建立目標與標的

3. **行動計畫**：確認節能技術與措施、建立績效標的、分工與編列預算

4. **執行行動計畫**：充分溝通協調達成一致性、人員訓練、提供獎勵、監控、量測和追蹤

5. **執行成效評估**：比較分析量測數據、審查行動計畫(如績效目標、操作與維護、等)

6. **成效報告**：內部認可、外認可和對外宣傳與公告



能源效率基準指標管理的意義

- 基準管理（Bench Marking）又稱對標管理、**標竿管理**。
- 能源效率基準管理是運用“標竿管理”的原理進行在節約能源管理領域的實踐，是企業標竿管理的一個層次。
- 實施能源效率基準管理
 - ◆ **充分學習能源效率在先進企業的能源管理理念和經驗。**
 - ◆ 促進企業建立健全內部節約能源之**良性循環機制**，並制定出適合本企業的標準作業程序：
 - 能源管理基本方法；
 - 工作流程；
 - 指標體系；
 - 激勵機制；
- **對持續推動企業能源管理水準的提升、能源效率指標的改進和不斷提高企業經濟效益具有很重大的意義。**



能源效率基準指標管理的實施要件

能源效率基準指標管理須要具有強的**操作性**和**實踐性**，並需要客觀因素在良好配合下才能有效實施，達成目標，必須具有如下條件：

1. 企業最高階層的充分支持

- 充足資源。
- 最高階層要作為能源效率標準管理的推動者。
- 管理代表需要有充分授權。
- 開放求變的企業文化相配合，形成一種不斷學習的企業文化。
- 最高階層的態度是營造企業文化的重要因素，提供能源效率基準管理順利履行之保證。

2. 能源效率基準指標管理系統的規範

- 良善的規範、系統之能源效率基準指標管理流程，能有效提升企業之能源管理效率和節能績效。
- 實施過程中須不斷改進的一種管理模式，每一環節、流程環環相扣，要謹守整個流程。
- 必須持續性運作提供更多有價值的信息，進行績效改善，建立完善可靠的資料庫。

3. 企業員工主動參與

- 事業體之全體員工(含管理層)；
- 員工是發現問題能源管理流程先驅者；
- 適時獎勵提高主動性。

4. 創新精神

- 實施能源效率基準指標管理是往前看，要具有**超越競爭對手的意識**，要具有創新精神，才能在能源管理水平、**能效指標水平上超越能源效率標準**。

5. 完善之資訊交流與宣達

- 內部將此活動資訊傳達每位員工與訓練講習，使成為關注的焦點。
- 外部溝通方面應配合整個能效對標管理，藉雙方良好互動下，達到各取所需。



企業能源效率基準指標管理實施內容

1. 確定一個目標、建立兩個資料庫、建設三個體系

➤ 確定一個目標

即企業能效指標活動的開展要緊緊圍繞企業節能目標，全面開展能效指標工作，將企業節能目標落實到企業各項能源管理工作中。

➤ 建立兩個資料庫

(1) 指標資料庫；(2) 最佳節能實踐庫。

➤ 建立三個體系

(1) 指標體系；(2) 綜合評價體系；(3) 工作組織管理體系。

2. 能源效率基準指標和標竿的工作安排

- 方法學之組織架構與制度建立；
- 國內外資料蒐集與建立資料庫；
- 量測方法確認；
- 主要產品、主要製程的年度能效指標值制定；
- 各部門實施。

3. 監督和指導實施能源效率基準指標和指標執行之活動

- 組織對企業各部門之能源效率指標進行稽核與指導。
- 為各部門提供標準、計算方法等方面的技術支援，為能源效率指標活動展開奠定基礎。

4. 總結、評估和技術措施推廣

- 各部門的能源效率指標進行執行後總結報告(報告含抽查評估的結果)，並定期送組織審查。
- 總結能源效率基準指標與標竿執行的經驗和技術措施，並向外推廣其成效。



能源效率基準指標體系的建構原則

1. 全面性：可全面評價企業能源管理狀況

- 確定各項指標能全面反映企業的能源利用狀況和能源效率水準的總體狀況，並須涵蓋主要用能的所有製程和環節，助於找到指標值。
- 能源利用面與各企業的主要差距及產生原因，助於鑑別影響能源效率水準的關鍵因素，為制定有效性、可行性與全面性改進措施和方案奠定基礎。

2. 獨立性：各指標應相對獨立

- 減少指標間的耦合現象和重複現象。
- 選擇指標時應儘量避免各指標間互相影響的現象，降低指標間的相關性。
- 描述一項特定的內容和物件，應儘量選擇最能反映該項內容或物件特點，而又不受其他指標影響相對獨立的單一指標。

3. 通用性：熟悉度

- 指標應為業界所熟悉，業內通用的、常用的、易於獲取的指標資料；
- 指標值的計算應遵循常用的標準、方法和一致性，利於跟各企業間的比對分析，提高可比性。

4. 代表性：建構應做到“精”而“準”

- 企業展開基準指標工作不宜設定過多的指標，應選擇最有代表性的指標組成指標體系。
- 代表性的指標就是指該指標能夠反映企業整體或某一環節能源利用效率的主要方面，或者是影響能源利用效率的重要因素。

5. 過程性：不僅是一個結果，更是一個過程

- 基準指標以主要指標結論(即**最終反映能源利用狀況的指標**)為主，但應包括過程性指標(過程性指標是指能夠反映產生最終結果的重要影響因素和中間過程的指標)，亦是描述**最終結果產生原因的指標**。
- 過程性的意義要體現在建立基準指標體系不僅是一個結果，不僅建立基準指標體系而建立，更是通過此一過程分析影響企業能效水準的主要影響因素，釐清基準指標的主要脈絡，明確差距原因與分析和考核管理服務。



能效基準指標執行六步驟

□ 建立管理執行機構

由企業高層管理人員和中層管理人員組成的能效指標領導機構，領導和協調企業內能效指標活動的開展。並根據企業的實際情況不斷完善和健全能效對標領導機構。

1. 開展現狀分析

領導機構協調企業能效基準指標活動的開展。企業首先要對自身能源利用狀況進行深入分析，充分掌握本企業各類能效指標客觀、詳實的基本情況；在此基礎上結合企業能審計報告、企業中長期發展計畫，確定需要通過能效水準對標活動提高的產品單耗或工序能耗。

2. 選定能效基準指標

- 組織人員對潛在基準指標進行研究分析，並結合自身實際並制定對標指標目標值。
- 企業選擇標竿要堅持國內外一流水準為導向，最終達到國內領先或國際先進水準。

3. 制定能效實施方案

- 企業在指標管理上應以先進的管理方法、收集有關資料，結合自身實際全面比較分析，總結標竿企業在指標管理上先進的管理方法、措施手段及最佳實踐；
- 制定出切實可行的基準指標改善方案和實施進度計畫，於每年定期制定出切實可行的能效指標改善方案和實施進度計畫。

4. 基準指標實踐

- 確定的能效指標、改善方案和實施進度計畫，將改善指標的措施和指標值落實到各部門，把提高能效的壓力和動力傳遞到企業中每層級的管理人員和員工身上，體現能效指標活動的全過程和全面性。
- 在能效對標實踐過程中，企業要完善規章制度，優化人力資源，強化能源計量器具配備、加強用能設備監測和管理，落實節能技術改造措施。

5. 指標評估

企業就年度能效基準指標活動成效進行評估，對指標改善措施和方案的科學性和有效性進行分析，編寫能效基準指標評估分析報告。

6. 總結改進提高指標(持續改善)

編寫年度能效指標活動總結報告(含相關指標資料分析)，並制定下一階段能效對標活動計畫，調整指標標竿，進行更高層面的指標，將能效指標活動深入持續地開展下去，最終達到國內領先或國際先進水準。



能效基準指標保證措施

➤ 發揮主體作用

- 展開能效指標活動的實施主體，各重點用能企業要明確能效對標活動組織機構和職責，制定能效對標年度目標，提出年度技術改造措施。
- 定期召開能效對標活動工作例會。
- 有效的節能技術措施和最佳節能實踐。
- 引導和激勵全員參與，要不斷創新和持續改進，使能效對標活動持續開展下去。

➤ 加強工作指導

- 在能效基準指標活動中遇到的問題，給予及時指導，組織展開與國內外同行業能效先進企業的基準指標交流，督促企業按要求提交有關資訊，組織專家審核企業提交的指標資料、總結報告。
- 加強追蹤、指導和監督檢查。

➤ 提高服務水準

- 能效基準指標指標資料庫、最佳節能資料庫，收集本行業國內外先進技術水準、設備規模、能效水準等資訊，充實和更新本行業基準指標資訊資料庫，及時為企業提供必要的能效基準指標活動資訊服務；
- 定期分析和匯總本行業內企業能效基準指標活動進展情況，發佈最佳節能實踐等資訊；
- 舉辦能效對標培訓班，加強對相關人員的培訓。

➤ 強化政策激勵

能效基準指標活動中獲得顯著成效的部門，優先給予支援與獎勵。



用能單位能源計量器具配備和管理通則 (GB 17167—2006)



用能單位能源計量器具配備和管理通則

本標準的4.3.2、4.3.3、4.3.4、4.3.5、4.3.8是強制性條款，其餘是推薦性條款。

1. 範圍
2. 規範性引用文件
3. 術語和定義

本標準採用下列術語和定義。

3.1

能源計量器具 measuring instrument of energy

測量對象為一次能源、二次能源和載能工質的計量器具。

3.2

能源計量器具配備率 equipping rate of energy measuring Instrument

能源計量器具實際的安裝配備數量占理論需要量的百分數。

註：能源計量器具理論需要量是指為測量全部能源量值所需配備的計量器具數量。

3.3

次級用能單位 sub-organization of energy using

用能單位下屬的能源核算單位。



用能單位能源計量器具配備和管理通則

4. 能源計量器具配備

4.1 能源計量的種類及範圍

本標準所稱能源，指煤炭、原油、天然氣、焦炭、煤氣、熱力、成品油、液化石油氣、生物質能和其他直接或者通過加工、轉換而取得有用能的各種資源。

能源計量範圍：

- 輸入用能單位、次級用能單位和用能設備的能源及載能工質；
- 輸出用能單位、次級用能單位和用能設備的能源及載能工質；
- 用能單位、次級用能單位和用能設備使用（消耗）的能源及載能工質；
- 用能單位、次級用能單位和用能設備自產的能源及載能工質；
- 用能單位、次級用能單位和用能設備可回收利用的余能資源。

4.2 能源計量器具的配備原則

4.2.1 應滿足能源分類計量的要求。

4.2.2 應滿足用能單位實現能源分級分項考核的要求。

4.2.3 重點用能單位應配備必要的可攜式能源檢測儀錶，以滿足自檢自查的要求。

4.3 能源計量器具的配備要求

4.3.1 能源計量器具配備率按下式計算：

$$R_p = \frac{N_s}{N_l} \times 100\%$$

式中：

R_p —能源計量器具配備率，%；

N_s —能源計量器具實際的安裝配備數量；

N_l —能源計量器具理論需要量。

4.3.2 用能單位應加裝能源計量器具。

4.3.3 用能量（產能量或輸運能量）大於或等於表1中一種或多種能源消耗量限定值的次級用能單位為主要次級用能單位。

主要次級用能單位應按表3要求加裝能源計量器具。



用能單位能源計量器具配備和管理通則

表1 主要次級用能單位能源消耗量（或功率）限定值

能源種類	電力	煤炭、焦炭	原油、成品油、 石油液化氣	重油、渣油	煤氣、天然氣	蒸汽、熱水	水	其他
單位	kW	t/a	t/a	t/a	m ³ /h	GJ/a	t/a	GJ/a
限定值	10	100	40	80	10000	5000	5000	2926

註1：表中a是法定計量單位中“年”的符號。

註2：表中m³指在標準狀態下，表2同。

註3：2926GJ相當於100t標準煤。其他能源應按等價熱值折算，表2類推。

4.3.4 單台設備能源消耗量大於或等於表2中的一種或多種能源消耗量限定值的為主要用能設備。主要用能設備應按表3要求加裝能源計量器具。

表2 主要用能設備能源消耗量（或功率）限定值

能源種類	電力	煤炭、 焦炭	原油、成品油、 石油液化氣	重油、渣油	煤氣、天然氣	蒸汽、熱水	水	其他
單位	kW	t/h	t/h	t/h	m ³ /h	MW	t/h	GJ/h
限定值	100	1	0.5	1	100	7	1	29.26

註1：對於可單獨進行能源計量考核的用能單元（裝置、系統、工序、工段等）；如果用能單元已配備能源計量器具，用能單元中的主要用能設備可以不再單獨配備能源計量器具。

註2：對於集中管理同類用能設備的用能單元（鍋爐房、泵房等），如果用能單元已配備了能源計量器具，用能單元中的主要用能設備可以不再單獨配備能源計量器具。



用能單位能源計量器具配備和管理通則

4.3.5 能源計量器具配備率應符合表3的要求。

表3 能源計量器具配備率要求

單位：%

能源種類		進出用能單位	進出主要次級用能單位	主要用能設備
電力		100	100	95
固態能源	煤炭	100	100	90
	焦炭	100	100	90
液態能源	原油	100	100	90
	成品油	100	100	95
	重油	100	100	90
	渣油	100	100	90
氣態能源	天然氣	100	100	90
	液化氣	100	100	90
	煤氣	100	90	80
載能工質	蒸汽	100	80	70
	水	100	95	80
可回收利用的餘能		90	80	—
<p>註1：進出用能單位的季節性供暖用蒸汽（熱水）可採用非直接計量載能工質流量的其他計量結算方式。</p> <p>註2：進出主要次級用能單位的季節性供暖用蒸汽（熱水）可以不配備能源計量器具。</p> <p>註3：在主要用能設備上作為輔助能源使用的電力和蒸汽、水等載能工質，其耗能量很小（低於表2的要求）可以不配備能源計量器具。</p>				

- 4.3.6 對從事能源加工、轉換、輸運性質的用能單位（如火力電廠、輸變電企業等），其所配備的能源計量器具應滿足評價其能源加工、轉換、輸運效率的要求。
- 4.3.7 對從事能源生產的用能單位（如採煤、採油企業等），其所配備的能源計量器具應滿足評價其單位產品能源自耗率的要求。



用能單位能源計量器具配備和管理通則

4.3.8 用能單位的能源計量器具準確度等級應滿足表4的要求。

表4 用能單位能源計量器具準確度等級要求

計量器具類別	計量目的	準確度等級要求	
量測儀器	進出用能單位燃料的靜態計量	0.1	
	進出用能單位燃料的動態計量	0.5	
電能表	進出用能單位有功交流 電能計量	I類用戶	0.5S
		II類用戶	0.5
		III類用戶	1.0
		IV類用戶	2.0
		V類用戶	2.0
	進出用能單位的直流電能計量	2.0	
油流量表 (裝置)	進出用能單位的液體能源計量	成品油	0.5
		重油、渣油	1.0
氣體流量表 (裝置)	進出用能單位的液體能源計量	煤氣	2.0
		天然氣	2.0
		蒸汽	2.5
水流量表 (裝置)	進出用能單位水量計量	管徑不大於250mm	2.5
		管徑大於250mm	1.5
溫度儀錶	用於液態、氣態能源的溫度計量	2.0	
	與氣體、蒸汽品質計算相關的溫度計量	1.0	
壓力儀錶	用於氣態、液態能源的壓力計量	2.0	
	與氣體、蒸汽品質計算相關的壓力計量	1.0	

註1：當計量器具是由感測器（變送器）、二次儀錶組成的測量裝置或系統時，表中給出的準確度等級應是裝置或系統的準確度等級。裝置或系統未明確給出其準確度等級時，可用感測器與二次儀錶的準確度等級按誤差合成方法合成。

註2：運轉中的電能計量裝置按其所計量電能量的多少，將用戶分為五類。I類用戶為月平均用電量500萬kWh及以上或變壓器容量為10000kVA及以上的高壓計費用戶；II類用戶為小於I類用戶用電量（或變壓器容量）但月平均用電量100萬kWh及以上或變壓器容量為2000kVA及以上的高壓計費用戶；III類用戶為小於II類用戶用電量（或變壓器容量）但月平均用電量10萬kWh及以上或變壓器容量為315kVA及以上的計費用戶；IV類使用者為負荷容量為315kVA以下的計費用戶；V類用戶為單相供電的計費用戶。

註3：用於成品油貿易結算的計量器具的準確度等級應不低於0.2。

註4：用於天然氣貿易結算的計量器具的準確度等級應符合GB/T 18603—2001附錄A和附錄B的要求。



能單位能源計量器具配備和管理通則

- 4.3.9 主要次級用能單位所配備能源計量器具的準確度等級（電能表除外）參照表4的要求，電能表可比表4的同類用戶低一個檔次的要求。
- 4.3.10 主要用能設備所配備能源計量器具的準確度等級（電能表除外）參照表4的要求，電能表可比表4的同類用戶低一個檔次的要求。
- 4.3.11 能源作為生產原料使用時，其計量器具的準確度等級應滿足相應的生產工藝要求。
- 4.3.12 能源計量器具的性能應滿足相應的生產工藝及使用環境（如溫度、溫度變化率、濕度、照明、振動、雜訊、粉塵、腐蝕、電磁干擾等）要求。

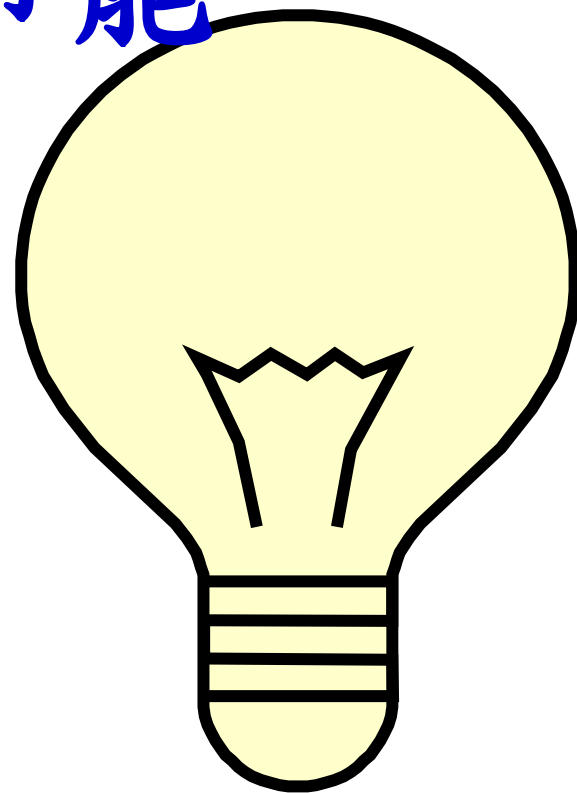
5. 能源計量器具的管理要求

- 5.1 能源計量制度
- 5.2 能源計量人員
- 5.3 能源計量器具
- 5.4 能源計量數據

- 5.4.1 用能單位應建立能源統計報表制度，能源統計報表資料應能追溯至計量測試記錄。
- 5.4.2 能源計量資料記錄應採用規範的表格式樣，計量測試記錄表格應便於資料的匯總與分析，應說明被測量與記錄資料之間的轉換方法或關係。
- 5.4.3 重點用能單位可根據需要**建立能源計量資料中心**，利用電腦技術實現能源計量資料的網路化管理。
- 5.4.4 **重點用能單位可根據需要按生產週期（班、日、周）及時統計計算出其單位產品的各種主要能源消耗量。**



變壓器系統節能





電力節能改善項目

1. 減少線路損失（鐵損、銅損、三相不平衡、諧波損失）
2. 提高負載率

$$\text{負載率(\%)} = \frac{\text{平均負載(kW)}}{\text{尖峰負載(kW)}} \times 100\%$$

負載率可分為時日月年負載率，例如日負載率即為

$$\text{日負載率} = \frac{\text{日總用電量(kWh)} / 24\text{小時}}{\text{當日最大需量(kW)}} \times 100\%$$

平均負載(kW) = 總用電量(kWh) / 用電時數(hr)

3. 提高契約容量使用率

使用率(%) = 用電量 / 契約容量 × 100%

3. 改善功率因數

- 1) 減少線路電流
- 2) 改善電壓
- 3) 線路損失降低

4. 落實電能管理需量控制

5. 變壓器管理與檢討

6. 裝置智慧型電能管理監控系統

- 以每15分之資料做分析，透過監控可及時檢討管理用電情況、調整用電設備與電費目標管理。
- 電力需量每15分做演算調控，減少基本電費及超約附加費。
- PMV(Predict Mean Vote)調控模組做最佳化運轉，避免浪費；應該要用的不減少、不應該用的不用，可減少流動電費。



功率因數

- 電力系統中當接上用電負載時，由於用電負載多數為電感性如電動機等設備會產生滯後電流，使電流落後電壓90度相角，因之其產出之功率被區分為**有效功率(kW)**與**無效功率(kVAR)**兩部分，**兩者之和即總輸出功率稱為視在功率(kVA)**。

$$\text{視在功率(kVA)} = \text{有效功率(kW)} + \text{無效功率(kVAR)}$$

- **無效電力使電機設備之產出功率降低並且會造成線路損失增加**，最簡單迅速有效的**改善方法就是加裝電容器**，電容器為電容性負載，會產生越前電流，較電壓越前90度相角，剛好可以抵消電感性之無效電力，使電機設備之總產出功率成為有效功率，如此可以減少電力系統之損失，用戶亦因此可減少電費之支出。

$$\text{有效電力(kW)} = \text{視在功率(kVA)} \times \cos \theta$$

$$\text{無效電力(kVAR)} = \text{視在功率(kVA)} \times \sin \theta = \text{有效電力(kW)} \times \tan \theta$$

$$\text{改善所需無效電力(kVAR)} = \text{有效電力(kW)} \times (\tan \theta_1 - \tan \theta_2)$$

- 台電公司計算功率因數其計算方式係經由計量電表所計量之**有效電度(kWh)**與**無效電度(kVARh)**值據以計算用戶平均功率因數。其計算式如下：

$$\text{功率因數} = \frac{kWh}{\sqrt{(kWh)^2 + (kVARh)^2}}$$

➤ 功率因數改善

- 改善功率因數，若功率因數低，表示無效電力偏大，會使線路電流增大，而增加線路及用電設備的電力損失。
- 一般改善方法，除用電設備選用高功率設備外，在**靠近負載端的地方**，**加裝電容器**，以提高功率因素。
- 任何改善功率因數的設備都可抵減無效電力的kVAR值，如果供給**電容過量時**，**又會形成部份電容性的無效電流**，而**降低原來的省電效果**。因此，採用**自動功率因數調整器**來適時調節適當的kVAR值，更可收到最大的效益。



功率因數的應用

1. 提高功率因數之效益

裝設電容器提高功率因數除可獲得減少電源供給之無效電流的主要好處外，尚可得到改善電壓、減少線路損失、增加系統容量等多項益處。另外在電費負擔上因功率因數條款，當功率因數超過百分之八十時，當月份電費減少千分之1.5，可使電費支出減少。分別敘述如下：

➤ 減少線路電流

在負載有效電力(kW)不變之下，裝設電容器可減少線路上之無效電流。

改善後之負載電流($I_2 = \{ (I_1 \cos \theta_1)^2 + (I_1 \sin \theta_1 - I_c)^2 \}^{1/2}$)

I_1 ：未裝設電容器時之線路電流

I_2 ：裝設電容器後之線路電流

I_c ：電容器產生之越前電流

➤ 改善電壓

裝設電容器後由於線路電流降低，因而線路上之電壓降減少，使得電容器後端部分之電壓上升。

$$V_c = I_c R$$

R：線路阻抗

$$V\% = KVAR \times R / 10(KV)^2$$

➤ 線路損失減少

線路損失與線路中總電流之平方成正比，因之可減少線路損失。

線路損失之減少 = 原損失 $[1 - (\text{原功率因數} / \text{改善後之功率因數})^2]$

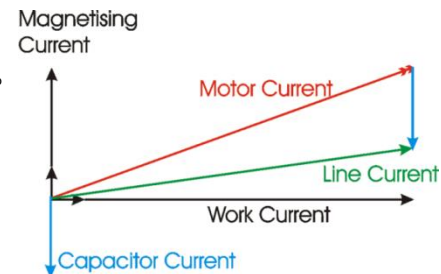
(註：一般線路損失率約為1%計，視線路長短而變動。)

➤ 系統容量之增加

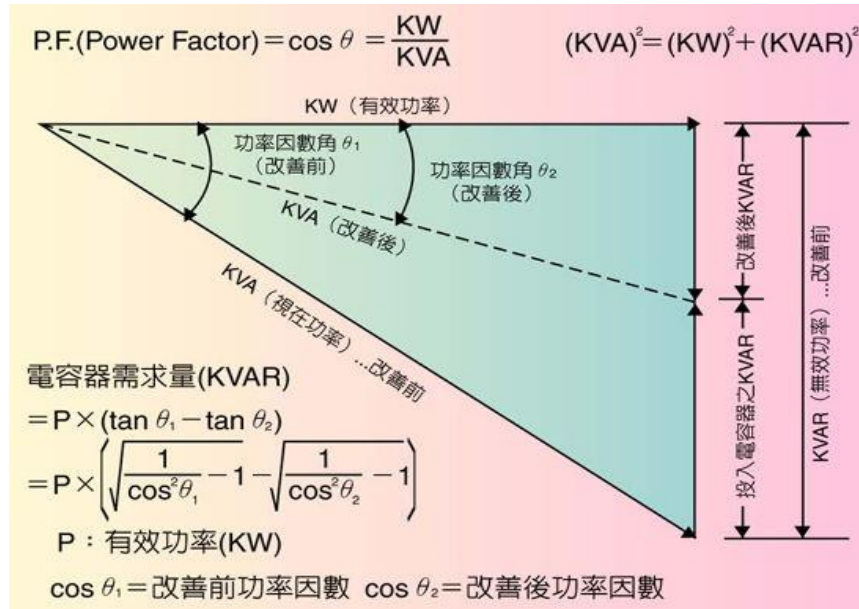
系統中因裝設電容器使線路上之無效電流減少，其負載電流亦減少，如果系統的容量一定，改善功率因數可增加負載，即增加系統容量。此部分可增加之負載稱為「容量釋放量」(Amount of Capacity Released)。

2. 電容器裝設之位置

裝設電容器以提高功率因數主要係因無效電力(KVAR)減少而獲得利益，因此電容器裝設之位置應儘量靠近負載處，才能得到實際效果。



改善功率因數計算



一般言之，功率因數 $\cos \theta$ 皆為已知，而相當於 θ 角的正切值($\tan \theta$)可由下表查得

cos θ	tan θ	cos θ	tan θ	cos θ	tan θ	cos θ	tan θ	cos θ	tan θ	cos θ	tan θ
0.40	2.291	0.50	1.732	0.60	1.333	0.70	1.020	0.80	0.750	0.90	0.48
0.41	2.225	0.51	1.687	0.61	1.299	0.71	0.992	0.81	0.724	0.91	0.456
0.42	2.161	0.52	1.643	0.62	1.265	0.72	0.964	0.82	0.698	0.92	0.426
0.43	2.100	0.53	1.600	0.63	1.233	0.73	0.936	0.83	0.672	0.93	0.395
0.44	2.041	0.54	1.559	0.64	1.201	0.74	0.909	0.84	0.646	0.94	0.363
0.45	1.984	0.55	1.518	0.65	1.169	0.75	0.882	0.85	0.620	0.95	0.329
0.46	1.930	0.56	1.479	0.66	1.138	0.76	0.855	0.86	0.593	0.96	0.292
0.47	1.878	0.57	1.441	0.67	1.108	0.77	0.829	0.87	0.567	0.97	0.251
0.48	1.828	0.58	1.405	0.67	1.078	0.78	0.802	0.88	0.540	0.98	0.203
0.49	1.779	0.59	1.368	0.69	1.049	0.79	0.776	0.89	0.512	0.99	0.142

各種負載之功率因數表

類別	負載種類		負載種類			功率概數%			
						滿載	半載	無載	
電燈類	白熱電燈(及熱線電爐)								
	串接白熱街燈								
	日光燈(及水銀燈)未附電容器者								
	日光燈(及水銀燈)附電容器者								
	霓虹燈(Neon lamp)								
	鈉汽燈(Sodium-Vapor lamp)未附電容器者								
電動機類	鈉汽燈(Sodium-Vapor lamp)未附電容器者								
	三相感應機	半載~全載							
		0.25~10 HP(鼠籠型低壓)							
		10~50 HP(鼠籠型低壓)							
		10~50 HP(繞線型低壓)							
		50~270 HP(鼠籠型高壓)							
		50~270 HP(繞線型高壓)							
	單項感應機								
	同步電動機								
	桌扇								
	吊扇								
	電鑽								
	熔鐵爐	電弧爐(100~100,000kW)							
		低週波感應爐							
感應型電熱器									
電熱爐									
其他	X線發生裝置								
	矽整流器								
			感應電動機	單相	1馬力	82	68	16	
					10馬力	86	72	14	
					100馬力	86	72	11	
					1000馬力(20極)	80	66	6	
					1000馬力(60極)	68	50	5	
				三相	1/8馬力	62	43	21	
					1/4馬力	66	45	18	
					1/2馬力	72	54	17	
			白熾燈及電熱			100			
			日光燈			50~95			
			同步電動機			可調整			
			電扇、電冰箱、空氣調節器			50~75			
			電鐘			50			
			收音機			70~95			
			交流電弧熔接機			30~40			
			電氣爐			85			
			低週波感應爐			60~80			
			高週波感應爐			10~20			



各種負載改善之功率因數表

改善功率因數與增加系統供電容量之比率(%)

改善前之功率因數	改善後之功率因數				
	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
0.5	20	40	60	80	100
0.6	0	17	33	50	67
0.7		0	15	29	43
0.8			0	13	25
0.9				0	11



一般常用公式

$$1. PF = \cos \theta = \frac{kW}{kVA} \quad (\text{馬達輸入})$$

$$2. kW(\text{馬達輸入}) = \frac{hp \times 0.746}{\%Eff}$$

$$3. kVA = \frac{\sqrt{3} \times V \times I}{10^3}$$

$$4. kVA = \frac{V \times I}{1000} \quad (\text{單相})$$

$$5. kVA = \frac{KW}{PF} = \sqrt{(kW)^2 + (kVAR)^2}$$

$$6. I_c = \frac{kVAR \times 10^3}{\sqrt{3}V} \quad (\text{三相})$$

$$7. I_c = \frac{kVAR \times 10^3}{V} \quad (\text{單相})$$

$$8. kVAR = \frac{2\pi f c (kV)^2}{10^3}$$

$$9. C = \frac{kVAR \times 10^3}{(2\pi f)(kV)^2}$$

$$10. X_c = \frac{10^6}{(2\pi f)C}$$

式中

k=1000 W=瓦特(Watts) Eff=馬達效率 V=伏特(Volts) A=安培(Amperes)
hp=馬力(Horse Power) PF=功率因數(Power Factor) I=線電流(A) I_c=電容器電流(A)
C=電容量(μF) f=頻率(Hz) X_c=容抗值



功率因數的應用案例

某用戶契約容量500kW，年總用電量1,800,000kWh/年，電費5,000,000元，原有功率因數為PF=85%時，利用自動功因調整器(AFPR)，投入適當容量的電容器，將功率因數PF提升至99~100%時，可獲功因改善效益為：

1. 減少電費支出

若「基本電費+流動電費」為5,000,000元時，可獲功率因數調整費105,000元電費支出。

$$5,000,000 \text{元/年} \times (99 - 85) \times 0.15\% = 105,000 \text{元/年}$$

2. 可減少線路損失

總用電量=1,800,000kWh/年，其原線路損失為1%時，可減少損失4,731kWh/年。

$$1,800,000 \text{kWh/年} \times 1\% \times [1 - (0.85 \div 0.99)^2] = 4,731 \text{ kWh/年}$$

$$4,731 \text{kWh/年} \times 2.78 \text{元/kWh} = 13,152 \text{元/年}$$

3. 增加釋放容量

$$\text{釋放容量} = 500 \text{kW} \times [(0.99 - 0.85) / 0.85] = 82 \text{kW}$$

$$\text{合計} = 105,000 \text{元/年} + 13,152 \text{元/年} = 118,152 \text{元/年}$$



功率因數的應用案例

某工廠契約容量300kW，每月用電量72000度，經測量其功率因數為0.7，原有線路損失為3600kWh，主變容量 11.4kV/220V 400kVA 阻抗 5.5%，經檢討後加裝低壓電容器150kVAR，改善後之功率因數提高至0.9，分析所獲得之利益如下：

1. 節省電費

PF=0.7 提高為 PF=0.9

每月約節省電費0.5%

2. 增加釋放容量

釋放容量 = $300 \times [(0.9 - 0.7) / 0.7] = 85\text{kW}$

3. 減少線路損失

減少線路損失率 = $1 - (0.7 / 0.9)^2 = 0.395$

$3600\text{kWh} \times 0.395 = 1422\text{kWh}$

4. 提高電壓

$V\% = (150 \times 5.5) / 400 = 2.1$

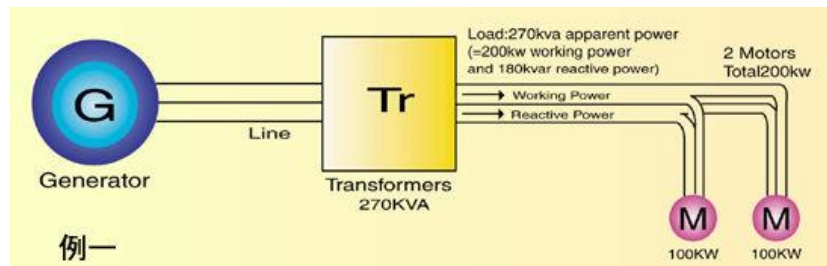
$220 + 220 \times 2.1\% = 224.5\text{V}$

功率因數的應用案例

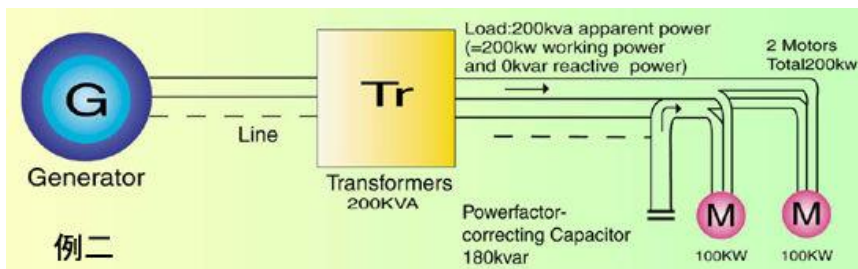
並聯電容器之效益

電力系統中，並聯電容器或電容器組，可供給導前的無效電力，抵消由負載(馬達)產生的滯後無效電力，進而改善負載的功率因數，因此電容器的基本效益，為減少主電路的電流，同時可改善負載端電壓，減少線路損失，增加系統的供電容量。

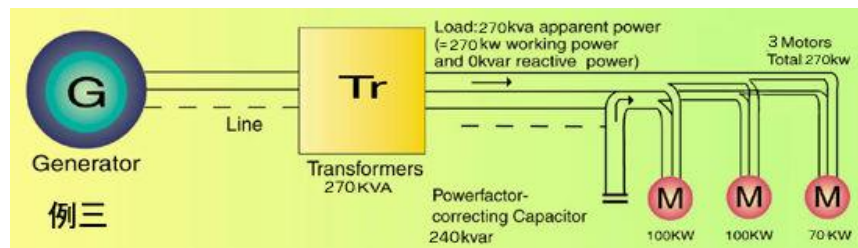
例1、負載為100kW馬達二具，因其功率因數 $\cos \theta = 0.74$ ，若無並聯電容器，則電源容量為 $(kVA = kW \div \cos \theta)$ ， $200kW \div 0.74 = 270kVA$ 。同時馬達產生的滯後無效電力為 $(kVAR = kW \times \tan \theta)$ ， $200kW \times 0.9 = 180kVAR$ 。



例2、負載為100kW馬達二具，若裝設180kVAR並聯電容器，則電源容量將縮減為200kVA。同時，馬達的無效電力完全被電容器所吸收而等於零。



例3、假設電源容量保持270kVA不變，若裝設240kVAR並聯電容器，則負載可提升為三具馬達共計270kW。

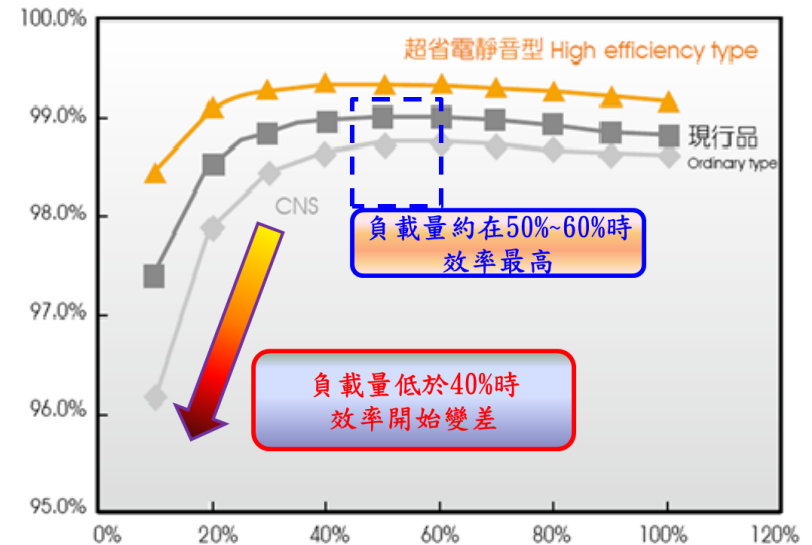


變電系統管理

◆ 變壓器選型時，主要考量變壓器容量

- 1) 採用高效率變壓器
- 2) 變壓器容量過小，造成過多的銅損；
- 3) 變壓器容量過大，造成過多的鐵損。
- 4) 根據需要之變壓器供電之負荷，以經濟負載率反推額定容量。
- 5) 規畫供配電系統時，節能應考量損耗。
- 6) 變壓器的損失有：
 - 無載時—主要是鐵損，另有極小的激磁電流所引起的銅損及介質損，可忽略不計。
 - 負載時—包括銅損、鐵損及雜散損。
 - 當電源的電壓和頻率維持不變時，則鐵損與負載的變動無關，而銅損與負載電流的平方成正比。

變壓器的效率與負載量的關係



資料來源：士林電機高效率模鑄式變壓器

◆ 經濟運轉

- 1) 根據負荷情況，確定變壓器容量，進行擴充。
- 2) 擴充時，依據相關標準如變壓器能效技術經濟評估導則(如DL/T 985-2005)，根據變壓器的技術參數、經濟參數、運轉參數對其技術進行分析，選擇合理之變壓器容量。
- 3) 變壓器合併。
- 4) 休假或停工期間，停用的變壓器應切斷高壓側的電源。
- 5) 變電站之空調溫度設定依主設備需求而定，溫度不宜過低，通常可設定在28°C以上。
- 6) 變壓器周圍環境應要求通風良好以利變壓器散熱降低設備溫度，必要時可加裝風扇或空調散熱，可增加變壓器壽命與性能。

各國三相油浸式配電變壓器能源效率基準比較

額定 容量 kVA	能源效率基準(%)														
	我國	IEC		美國		歐盟		韓國		澳洲		日本	中國大陸		
	1996/5	Level 1	Level 2	2010/1	2016/1	Tier 1	Tier 2	MEPS	TEPS	MPEL	HPPEL	2014/4	3級	2級	1級
15	96.85	98.36	98.65	98.36	98.65	97.35	98.08	97.83	99.00	98.19	98.42	98.22	98.10	98.30	98.66
30	97.30	98.62	98.83	98.62	98.83	97.87	98.45	97.86	99.00	98.32	98.54	98.57	98.31	98.30	98.79
45	97.38	98.76	98.92	98.76	98.92	98.39	98.82	97.89	99.00	98.46	98.67	98.75	98.52	98.68	98.93
75	97.50	98.91	99.03	98.91	99.03	98.70	99.03	97.88	99.00	98.67	98.88	98.93	98.73	98.89	99.06
112.5	97.68	99.01	99.11	99.01	99.11	98.88	99.14	98.03	99.00	98.78	99.01	99.06	98.85	98.99	99.13
150	97.78	99.08	99.16	99.08	99.16	99.09	99.21	98.10	99.00	98.85	99.06	99.15	98.92	99.06	99.18
225	97.95	99.17	99.23	99.17	99.23	99.09	99.29	98.25	99.05	98.96	99.14	99.25	99.03	99.15	99.26
300	98.10	99.23	99.27	99.23	99.27	99.15	99.35	98.40	99.10	99.03	99.18	99.32	99.08	99.20	99.31
500	98.30	99.25	99.35	99.25	99.35	99.25	99.43	98.50	99.10	99.13	99.26	99.42	99.19	99.30	99.39
750	98.40	99.32	99.40	99.32	99.40	99.31	99.48	98.60	99.20	99.21	99.32	99.42	99.26	99.35	99.41
1000	98.50	99.36	99.43	99.36	99.43	99.33	99.48	98.70	99.30	99.27	99.37	99.45	99.32	99.37	99.43
1500	98.60	99.42	99.48	99.42	99.48	99.41	99.49	98.80	99.30	99.35	99.44	99.50	99.34	99.39	99.46
2000	98.70	99.46	99.51	99.46	99.51	99.41	99.50	98.90	99.30	99.39	99.49	99.53			99.49
2500	98.80	99.49	99.53	99.49	99.53	99.42	99.51	99.00	99.40	99.40	99.50	99.55			99.53
3000	98.80	99.52	99.55	99.52	99.55	99.43	99.51	99.10	99.40	99.41	99.51	99.57			99.57

註：1. 負載率：我國為100%；日本500kVA以下40%，超過500kVA者50%；其它50%。
2. 參考溫度75℃。



X廠變壓器特性表

油侵式非晶質(省能、環保、高效率)導口型變壓器

容量 (kVA)	一次 電壓 (V)	二次 電壓 (V)	鐵損 (W)	銅損 (W)	效率 (%)
100	11400- 22800	380-220	60	1285	98.67
150			80	1680	98.84
200			110	1960	98.98
250			130	2190	99.08
300			150	2400	99.16
400			200	3200	99.16
500			240	4000	99.16
750			280	6000	99.17
1000			400	8300	99.14
1250			450	10250	99.15
1500			500	12100	99.17
2000			700	14100	99.27
2500			800	16570	99.37
3000			900	17250	99.40
4000			1050	21100	99.45
5000			1400	24800	99.48

非晶質鐵心模鑄式變壓器

容量 (kVA)	一次 電壓 (V)	二次 電壓 (V)	鐵損 (W)	銅損 (W)	效率 (%)
300	11400	380-220	425	4200	98.48
500			550	5550	98.79
600			600	6100	98.90
750			650	7100	98.98
1000			760	8400	99.09
1250			850	10300	99.12
1500			950	11500	99.18
2000			1070	14000	99.25
2500			1220	15500	99.34
300			11400- 22800	380-220	425
500	550	5950			98.72
600	600	6200			98.88
750	650	7200			98.96
1000	760	8600			99.07
1250	850	10600			99.09
1500	950	12500			99.11
2000	1070	14500			99.23
2500	1220	16000			99.32

三相配電變壓器能效限定值及能效等級

GB20052-2013 油浸式配電變壓器能效等級

額定容量 kVA	3級			2級				1級						短路阻抗 %
	空載損耗 (W)	負載損耗 (W)		空載損耗 (W)		負載損耗 (W)		空載損耗 (W)	負載損耗 (W)		空載損耗 (W)	負載損耗 (W)		
		Dyn11/ Yzn11	Yyn0	矽鋼 片	非晶 合金	Dyn11/ Yzn11	Yyn0		Dyn11/ Yzn11	Yyn0		Dyn11/ Yzn11	Yyn0	
30	100	630	600	80	33	630	600	80	505	480	33	565	540	4.0
50	130	910	870	400	43	910	870	100	760	695	43	820	785	
63	150	1090	1040	110	50	1090	1040	110	870	830	50	980	935	
80	180	1310	1250	130	60	1310	1250	130	1050	1000	60	1180	1125	
100	200	1580	1500	150	75	1580	1500	150	1265	1200	75	1420	1350	
125	240	1890	1800	170	85	1890	1800	170	1510	1440	85	1700	1620	
160	280	2310	2200	200	100	2310	2200	200	1850	1760	100	2080	1980	
200	340	2730	2600	240	120	2730	2600	240	2185	2080	120	2455	2340	
250	400	3200	3050	290	140	3200	3050	290	2560	2440	140	2880	2745	
315	480	3830	3650	340	170	3830	3650	340	3065	2920	170	3445	3285	
400	570	4520	4300	410	200	4520	4300	410	3615	3440	200	4070	3870	
500	680	5410	5150	480	240	5410	5150	480	4330	4120	240	4870	4635	
630	810	6200		570	320	6200		570	4960		320	5580		4.5
800	980	7500		700	380	7500		700	6000		380	3750		
1000	1150	10300		830	450	10300		830	8240		450	9270		
1250	1360	12000		970	530	12000		970	9600		530	10800		
1600	1640	14500		1170	630	14500		1170	11600		630	13050		



三相配電變壓器能效限定值及能效等級

GB20052-2013 乾式配電變壓器能效等級

額定容量 kVA	3級			2級						1級						短路阻抗 %			
	空載損耗 (W)	負載損耗 (W)			空載損耗 (W)		負載損耗 (W)				空載損耗 (W)	負載損耗 (W)			空載損耗 (W)		負載損耗 (W)		
		B(100 °C)	F(120 °C)	H(145 °C)	矽鋼 片	非晶 合金	B(100 °C)	F(120 °C)	H(145 °C)	B(100 °C)		F(120 °C)	H(145 °C)	B(100 °C)			F(120 °C)	H(145 °C)	
30	190	670	710	760	150	70	670	710	760	135	605	640	685	70	635	670	720	4.0	
50	270	940	1000	1070	215	90	940	1000	1070	195	845	900	965	90	895	950	1015		
80	370	1290	1380	1480	295	120	1290	1380	1480	265	1160	1240	1330	120	1225	1310	1405		
100	400	1480	1570	1690	320	130	1480	1570	1690	290	1330	1415	1520	130	1405	1490	1605		
125	470	1740	1850	1980	375	150	1740	1850	1980	340	1565	1655	1780	150	1655	1760	1880		
160	540	2000	2130	2280	430	170	2000	2130	2280	385	1800	1915	2050	170	2250	2405	2575		
200	620	2370	2530	2710	495	200	2370	2530	2710	445	2135	2275	2440	200	2250	2405	2575		
250	720	2590	2760	2960	575	230	2590	2760	2960	515	2330	2485	2665	230	2460	2620	2810		
315	880	3270	3470	3730	705	280	3270	3470	3730	635	2945	3125	3355	280	3105	3295	3545		
400	980	3750	3990	4280	785	310	3750	3990	4280	705	3375	3590	3850	310	3560	3790	4065		
500	1160	4590	4880	5230	930	360	4590	4880	5230	835	4130	4390	4705	360	4360	4635	4970		
630	1340	5530	5880	6290	1070	420	5530	5880	6290	965	4975	5290	5660	420	5255	5585	5975	4.5	
630	1300	5610	5960	6400	1040	410	5610	5960	6400	935	5050	5365	5760	410	5330	5660	6080	6.0	
800	1520	6550	6960	7460	1215	480	6550	6960	7460	1095	5895	6265	6715	480	6220	6610	7085		
1000	1770	7650	8130	8760	1415	550	7650	8130	8760	1275	6885	7615	7885	550	7265	7725	8320		
1250	2090	9100	9690	10370	1960	650	9100	9690	10370	1505	8190	8720	9335	650	8645	9205	9850		
1600	2450	11050	11730	12580	1960	760	11050	11730	12580	1765	9945	10555	11320	760	10495	11145	11950		
2000	3050	13600	14450	15560	2440	1000	13600	14450	15560	2195	12240	13005	14005	1000	12920	13725	14780		
2500	3600	16150	17170	18450	2880	1200	16150	17170	18450	2590	14535	15455	16605	1200	15340	16310	17525		



影響變電系統能效因素

- ◆ 不同行業具有不同負載特徵，如三班制二班制或一班制的工廠的負載特徵也不盡相同。
- ◆ 變壓器在實際運轉中，為確保其安全可靠，使用台數方式：
 - **大都要實現N-1運轉方式**，**重要區域不要滿足N-2要求**，即一個有N台變壓器運轉的配電站，應在停運一台(N-1)或2台(N-2)變壓器情況下仍能保證配電站額定運轉。
 - 變壓器正常時，**實際運轉負荷在(N-1)/N或(N-2)/N以下**，而年平均負荷更低。如有2台變壓器運轉的配電站，正常運轉時負荷在50%以下，年平均負載率則在20%-30%。
- ◆ **影響變壓器能效的因素**

標準的制定和設備的選用，應遵循安全、穩定、可靠、經濟、先進的原則。提高變壓器運轉能效並不是單純提高產品的性能參數和降低損耗限值，而是在功能品質允許的情況下，**壽命週期成本降到最低，達到價值上的最高點，追求效益的最大化。**

 - **損耗**

建立正確、科學的能耗設備管理制度，將**經久耐用觀念轉變為經濟壽命週期成本觀念**；把設備的物質損耗轉變為技術損耗觀念。在整個設備經濟壽命週期中，要考慮設備的物質磨損消耗，更主要的是**按技術進步即技術損耗來合理確定設備使用週期**。一般性配電變壓器技術磨損週期選定20~30年較為合適，其使用經濟壽命週期為20~30年。
 - **結構**

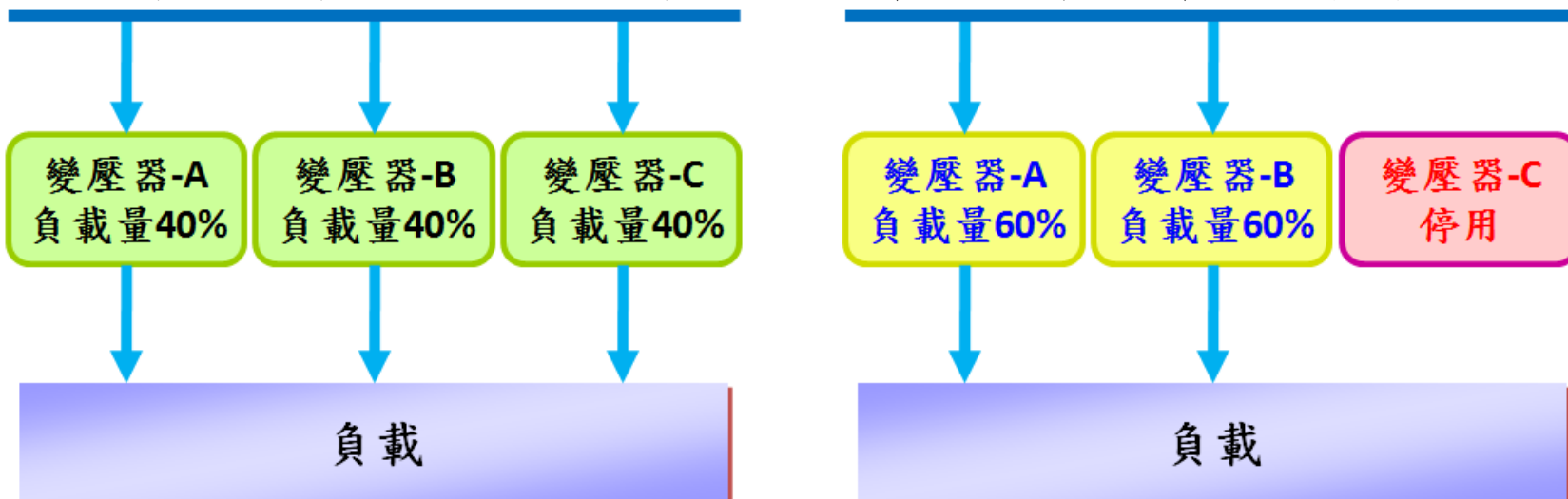
變壓器的能效高低還與其結構有關。無分接結構的變壓器有利於降低空載損耗和材料消耗，同時也提高設備的可靠性，因此結構簡化必將是變壓器發展趨勢，相關的標準應對此予以充分顯現。
 - **總成本法計算**

變壓器以總成本法(Total Owning Cost, TOC)根據變壓器的售價和不同效率水準價值的總擁有成本最低來決定變壓器能效的方法，也是國際上通用的評估方法。因此**要確定每kW的空載損耗和負載損耗**的價值因數，是推動節能工作的重要手段。
 - **全壽命週期成本**

變壓器壽命週期成本(Life Cycle Cost, LCC)即包括變壓器選型、設計、製造、試驗、行銷的費用所構成的製造成本，又包括運轉、維護、能耗、保險、風險、檢修、報廢的費用所構成的未來運轉成本。由於運轉成本是未來成本，而時間是有價的，因此還應考慮通貨膨脹和銀行貸款利息等因素。

變壓器管理案例

- 採用高效率變壓器
- 部分變壓器負載率過低時，可將相同的變壓器並聯供電，提高供電電壓器的負載率，使變壓器可以在高效率的狀態下運轉，減少損失。
- 停用時切斷高壓側電源- 減少損失。
- 當變壓器操作時，不論有無負載皆會有鐵損和銅損的存在，鐵損的高低視供應的電壓大小而定，而銅損則是與負載成正比關係。
- 一般變壓器的負載率約為全載時的50%至65%時效率最佳，若部分變壓器負載率過低時，可將相同負載性的變壓器並聯供電，提高供電電壓器的負載率，使變壓器可以在高效率的狀態下運轉。
- 下圖所示，原系統三個變壓器均在40%的低效率狀態下運轉，此時可以將其中一台變壓器關閉，使剩餘的兩組變壓器可在60%的高效率狀態下操作，降低電力耗損。

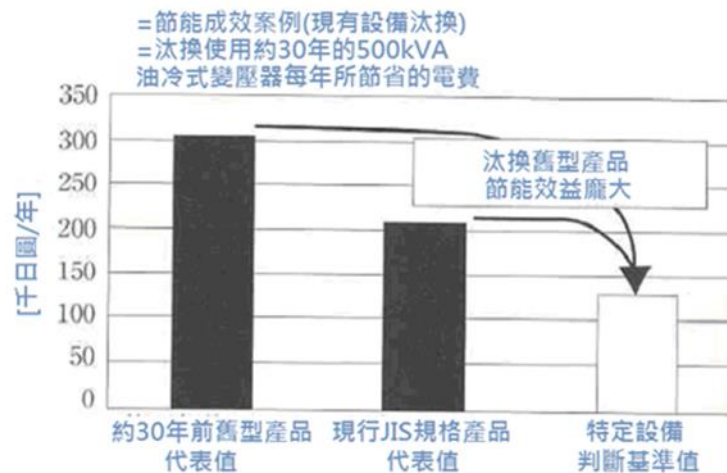




變壓器更新案例

- 某廠調查變壓器後，發現所使用變壓器幾乎全是1971年。
- 變壓器有作預防性定期保養，而此變壓器壽命都已到期，若再考慮故障問題，有必要及早更新。
- 計算條件
 - 年平均負載率約40%，電費3元/度（包含基本電費的平均價）
 - 每年操作時數8,760小時計算
 - 消耗電量=[負載損失×(負載率)²+無負載損失] ×操作時數[度/年]
- 消耗電費=消耗電量[度/年]×電費[元/度]
- 更新注意事項

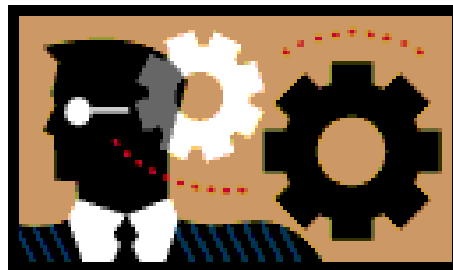
此工廠的變壓器負載率偏低，介於30%~50%，在更新時必須調整規格容量，使其負載率介於50%~60%之間。



變電室	相數	kVA	台數	消耗電量 [度/年]		電費 [元/年]		差異	
				既設	高效率	既設	高效率	電量[度/年]	年電費
第1~7 變電室	3	1,500	3	193,422	113,556	580,266	340,668	79,866	239,598
	3	750	1	39,043	19,719	117,129	59,157	19,324	57,972
	3	500	5	134,290	79,206	402,870	237,618	56,085	168,255
	3	300	3	59,814	32,883	179,442	98,649	26,931	80,793
合 計			12	426,569	245,363	1,279,707	736,092	181,206	543,618



電機系統節能手法





電機系統優化設計概述

➤ 影響電機系統運轉效率的因素可歸納為兩類：

1) 管理問題—採取管理手段解決；

2) 技術問題—採取技術手段解決。

➤ 影響電機系統運轉效率的因素：

- 電力供應：電壓穩定性、三相平衡度、諧波含量、功率因數等；
- 能源統計：計量器具、統計範圍、統計方法、計算方法等；
- 生產管理：生產調度、生產品質、生產負荷等；
- 系統裝備：控制技術、設備能耗、設備產能、設備狀況等。



電機系統節能設備應用標準

應用條件

1. 風機、泵類的運轉工況點偏離高效區。
2. 壓力、流量變化幅度較大，執行時間長的系統。
 - a) 流量變化幅度 $\geq 30\%$ 、變化工況時間率 $\geq 40\%$ 、年總執行時間 $\geq 3000\text{h}$ ；
 - b) 流量變化幅度 $\geq 20\%$ 、變化工況時間率 $\geq 30\%$ 、年總執行時間 $\geq 4000\text{h}$ ；
 - c) 流量變化幅度 $\geq 10\%$ 、變化工況時間率 $\geq 30\%$ 、年總執行時間 $\geq 5000\text{h}$ 。

流量在額定流量的90%以上變化時，風機、泵類負載不宜用變頻調速裝置。

適用於使用擋風板、閘門截流以及旁路分流等方法調節流量的系統。

技術要求

1. 技術性能
 - 1.1 輸出額定容量
 - 1.2 輸出電壓不對稱度
 - 1.3 調節範圍內的輸出能力
 - 1.4 超載能力
 - 1.5 設定功能
 - 1.6 保護功能
 - 1.7 監控功能
 4. 可靠性
 5. 安全
 - 5.1 接地連續性
 - 5.2 接觸電流
 - 5.3 抗電強度
 6. 電磁相容
 7. 年平均節電率
- 電源適應性
 - 環境適應性



電機系統
(風機、泵、空氣壓縮機)
優化設計指南
GB/T 26921-2011



電機系統優化設計指南標準

◆ 電機系統的基本要求

➤ 供電電源質量的要求

- 電源電壓與額定電壓的偏差範圍為： $-5\% \sim 5\%$ 。
- 三相電壓系統負序分量不宜超過正序分量的 1% (長期運轉)，或不宜超過 1.5% (不宜超過幾分鐘的短時間運轉)，且零序分量不宜超過正序分量的 1% 。
- 電源頻率偏差不宜超過額定頻率的 $\pm 1\%$ 。
- 供電電壓諧波電壓因素(HVF)，對單項和三相電動機，包括同步電動機但不包括N設計電動機不宜超過 0.02 ；對N設計電動機不宜超過 0.03 。

➤ 電動機及變頻器效率的基本要求

- 三相電動機效率的要求
- 變頻器效率的要求

變頻器在額定輸出電壓、額定輸出電流的條件下，低壓變頻器效率不宜低於 95% ，高變頻器不宜低於 96% 。

➤ 電機系統所用配電設備效率的要求

◆ 電機系統功率因素的要求

一根據電機系統運轉方式合理實施功率因數補償，補償後設計工況下功率因素不宜低於 0.9 。

◆ 電機系統協波限制要求

- 對諧波電壓的要求
- 諧波電流的要求



電機系統節能優化設計指南

➤ 電機系統計量器具配備的基本要求

- 對於功率在55kW及其以上的電動機，應監視其電流、電壓、功率因數其有功功率，並配備有功電能表。儀表的準確度不宜低於表5的規定。

表5 儀表的準確度等級

表計類型	電壓表	電流表	功率因數表	有功電能表
準確度等級	1.5	1.5	1.5	2.0

- 在風機、泵、空氣壓掣桶的相關部位處應安裝必要的壓力表和流量表。壓力表和流量表準確度不宜低於表6的規定。

表6 壓力表和流量表準確度

表計類型	壓力表	流量表
準確度等級	2.0	2.5



電機系統節能優化設計指南

■ 電動機的選用

◆ 電動機的選用的基本原則

- 在滿足機械負載要求的前提下，經濟合理地確定電動機的類型和額定功率，所選電動機宜與拖動機械負載的特性相匹配。
- 電動機的額定電壓一根據其額定功率所在系統的配電電壓或供電電源的輸出電壓選定壓；必要時，應通過技術經濟比較確定。
- 電動機與拖動機械負載的轉軸宜採用聯軸器直接連接。
- 電動機的堵轉轉矩(靜止力矩)、最大轉矩、最小轉矩、轉速及其調節範圍等，應滿足電動機所拖動的負載在各種運轉方式下的要求。
- 在頻繁起動、高起動轉矩和衝擊負載等特殊要求時，可選用相應的專用電動機並進行轉矩校驗。
- 對於有規律變化的機械負載，宜根據其工作制和定額，按GB 755選擇相應的工作制與定額類別的電動機。
- 對於需要調速的機械負載，宜根據調速範圍、效率在長期經濟效益等因素，選擇適合於調速方式的電動機。
- **年運轉時間大於3000小時，負載率大於60%的低壓中小型三項非同步電動機，其效率值宜符合GB 18613 節能評價值的規定。**



電機系統節能優化設計指南

◆ 非調速運轉電動機的選用

➤ 電動機類型的選擇

- 中小型容量的機械負載，當起動、制動轉矩較大時，宜選用堵轉轉矩大、堵轉電流較小的三相非同步電動機；在堵轉轉矩不能滿足要求時，可選用高轉差式三相非同步電動機或繞線形非同步電動機。
- 對於拖動風機、泵、壓縮機的高壓大功率電動機，當在技術經濟上合理時，宜選用三相同步電動機。

➤ 電動機額定功率的選擇

- 選擇額定功率時，宜使電動機的平均負載率不低於60%。
- 電動機的平均負載率低於50%時，在改建和擴建設計中，宜更換成較小額定功率的電動機。
- 電動機額定功率大於250kW時，宜優先選用高壓三相交流電動機。
- 對於負載穩定、連續運轉的電動機，宜使其長期運轉在75%~85%負載率。
- 對於變工況連續工作的電動機，宜根據負載變化情況求出平均等效功率，電動機的額定功率宜大於等效功率，並對電動機的起動性能和過載能力進行校核。
- 對於短時間或斷續工作制電動機，宜選用相應的工作制，並使電動機額定的功率略大於負載的功率。也可選用連續工作制電動機來替代。
- 對於負載經常變化的電動機，可採用調壓等節電裝置，實現經濟運轉。



電機系統節能優化設計指南

◆ 調速運轉電動機的選用

➤ 電動機類型的選擇

➤ 電動機額定功率的選擇

- 對風機機組、泵機組起動、制動和過載能力沒有特殊要求時，電動機的額定功率按式(1)計算：

$$P_m = \frac{P_p(1 + \alpha)}{\eta_t} \dots\dots\dots (1)$$

式中

P_m — 電動機功率，單位為千瓦(kW)；

P_p — 額定流量下的軸功率，單位為為千瓦(kW)；

η_t — 傳動效率；

α — 餘量。

55kW以下 $\alpha=0.1\sim0.2$

55kW~250kW $\alpha=0.05\sim0.15$

250kW以上 $\alpha=0.02\sim0.05$

- 對於要求頻繁起動、制動、或者要求有瞬間過載能力的負載，應在滿足最大轉矩和起動轉矩要求的前提下，選擇電動機的額定功率，應使電動機的額定功率大於負載軸功率。



電機系統節能優化設計指南

■ 電動機調速方式和調速裝置的選擇

◆ 電動機調速的基本要求

◆ 電動機調速方式及控制方法的選擇

➤ 變速調速

- 風機、泵適用變頻的條件。
- 風機、泵的運轉工況點偏離高效區，可通過調速使運轉工況處於高效區。
- 中、低流量變化類型的風機、泵負載及全流量間歇類型的風機、泵負載運轉工況在滿足壓力時、宜符合下列要求：
 - 流量變化幅度 $\geq 30\%$ 、變化工況時間 $\geq 40\%$ 、年運轉時間 $\geq 3,000\text{h}$ ；
 - 流量變化幅度 $\geq 20\%$ 、變化工況時間 $\geq 30\%$ 、年運轉時間 $\geq 4,000\text{h}$ ；
 - 流量變化幅度 $\geq 10\%$ 、變化工況時間 $\geq 30\%$ 、年運轉時間 $\geq 5,000\text{h}$ 。
- 空氣壓縮機適用變頻調速的條件：對於長時間處於變負載運轉的螺旋式空氣壓縮機，宜採用變速調速。

➤ 變頻器選型的原則

➤ 變頻器與電動機匹配的要求

➤ 對變頻器要求

➤ 變頻器的控制方式

➤ 變級調速

➤ 繞線型三相非同步電動機串級調速

➤ 並聯磁阻調速

➤ 其他調速方式

◆ 調速裝置選擇

➤ 調速裝置容量選擇

➤ 調速裝置的安裝空間和環境要求



電機系統節能優化設計指南

■ 風機系統優化設計

◆ 基本要求

- 風機系統宜滿足所需要的最大風量及對應的風壓，並滿足最高風壓及對應的風量的工況要求。
- 離心式風機和軸流式通風機的效率要求應符合GB 19761的能效限定值，宜選用符合GB 19761的節能評價值以上的通風機。
- 在啟動、停機及變工況調速運轉時，不應發生喘震。
- 風機系統設計選型時，宜綜合考慮壓力、流量、管網特性、工作制、啟動與制動、年運轉時數等。盡量使風機與管網阻力特性相匹配，在滿足壓力、流量要求前提下，使風機運轉在經濟運轉區內。
- 對於變工況運轉而不調速的風機系統，宜選擇合理的調節設備或運轉方式，實現風機系統運轉的優化。
- 電動機與風機的傳動應滿足強度和穩定可靠的要求。在多種傳動方式中，宜採用直聯傳動。

◆ 管網設計

- 風機系統中的管網設計一在優化生產製程條件下，確定合理的配置方案和輸送半徑。根據生產製程要求，合理確定管網的材料和尺寸，以達到經濟流速的要求。
- 合理布置管網、支管宜從主管的上面或側面連接，盡量減少90°彎管、閘門、接頭及通流截面突變的管件，降低其阻力係數。
- 合理布置風機進出口管道。
- 對高速氣流的管網，轉彎處應採用曲率半徑大的彎管，分流與匯流時宜採用30°的Y形分支管。
- 管網負載應保持平衡，送、排風系統個並聯環路壓力損失的差額不宜大於10%。當通過調整管道斷面還無法到要求時，宜安裝調節裝置。
- 選用先進的密封技術，減少風管洩漏率，一般送、排風系統洩漏率宜控制在10%以內。
- 減少肘管、彎管、弓形管路中流動損失，可加裝導流葉片，使流速沿截面的分布均勻，減少阻力。



電機系統節能優化設計指南

◆ 風機的選型

➤ 選型步驟

- 根據設計要求(控制區域、溫度、濕度等)確定流量。
- 根據管網設計的計算結果確定風壓。
- 根據風壓、流量和運轉要求選擇風機型號。風機主要有離心式風機和軸流式風機。
- 根據負載特性確定風機的調節方式和調節設備。

➤ 風機台數與運轉方式

- 若單台風機無法滿足壓力或流量需求時，可選多台風機串聯或並聯工作。
- 壓力、流量變化的串聯風機，可採用調速運轉。
- 對多台並聯風機可採用投切台數適應變工況運轉。

◆ 風機與電機匹配

◆ 風機系統優化設計的評價

風機系統平均輸送每千噸氣體的能耗(e_w)作為風機系統優化評價指標，對於**風機系統的 e_w 宜小於0.25**。 e_w 按式(2)計算：

$$e_w = \frac{\sum_{i=1}^n E}{0.36\rho g \sum_{i=1}^n q_v P t} \dots\dots\dots (2)$$

式中

e_w —輸送每千噸氣體能耗，單位為千瓦時每千噸(kW·h/kt)； E —風機每時段的耗能值，單位為千瓦時(kW·h)；

ρ —輸送氣體出口密度，單位為千克每立方米(kg/m³)； g —重力加速度，單位為米每二次方秒(m/s²)；

q_v —風機某時段內排出氣量，單位為立方米每秒(m³/s)； P —相應時段內風機出口平均壓力，單位為帕(Pa)；

t —每時段的排氣時間，單位為時(h)； n —時間段數量。



電機系統節能優化設計指南

■ 泵系統優化設計

◆ 基本要求

◆ 泵機組運轉方式及泵設計流量

- 泵系統運轉的效率應符合GB/T 13466的規定。
- 應根據所供應區域需求總流量計算泵系統總流量，其總管道最大流量不宜超過總流量的50%。
- 應結合泵的型號與規格選擇泵機組群的台數，在保證供應液需求的情況下，使每台泵的運轉效率高於額定效率的80%。

◆ 泵系統管道布置與管網設計

➢ 管道布置

- 在泵系統範圍內，從泵出口至管道最遠端，宜盡量縮短管線，避免過多彎折。彎管曲線半徑不小於管徑的1.25倍。
- 在管網中，管道線上不宜有通泵截面的突擴、突縮等管路附件。
- 從泵吸入口至吸入管彎頭處，水平吸入管宜有彎頭處向下傾斜，其傾斜度不小於0.5%，吸入管長度大於3m時，傾斜度度小於1%。
- 在吸入管中水平段有漸縮接頭時，應採用偏心接管，偏心向下，其收縮角不宜大於12°。
- 吸入管內阻力損失宜滿足有效汽蝕餘量要求。

➢ **管道材料**：應根據書送液體的性質、溫度、揚程、速度及生產製造條件選擇管材，管內壁應光滑平整，表面粗糙度不大於 $12.5\mu\text{m}$ 。

➢ 管道和流速

➢ 管路附件及局部阻力損失



電機系統節能優化設計指南

◆ 泵的選型

➤ 選型原則

- 所選泵宜滿足泵系統的流量和揚程的要求。
- 所選泵宜滿足輸送介質和工作環境的要求。
- 泵的類型宜根據製程設備對流體要求和流體負荷變化特點，經過技術經濟比較後確定。一般類型泵工作原理和控制方式。

➤ 泵轉速和汽蝕要求

- 在泵的零部件和機械強度允許情況下，宜滿足所選泵的汽蝕要求，盡量提高泵的額定轉速。
- 避免泵運轉中發生汽蝕。泵吸入口的有效汽蝕餘量宜大於泵生產廠家提供的汽蝕餘量。

➤ 選型步驟

- 按供、排液要求，或按設計要求的供、排液圖表，布置管網。
- 宜合理選擇泵的類型、規格和附件。
- 按管網和供、排液流量方案計算泵揚程。
- 按管網供、排液要求和供、排液圖表確定泵的台數、運轉方案。
- 按供、排液要求的泵流量和計算的泵揚程初步選擇幾種轉速和泵型號方案。
- 在初選泵的性能曲線上，繪出不同工況性能曲線，求出工作點的變化。
- 每種工況變化時，**曲線上每工況點的效率不宜低於泵額定效率的80%**。
- 進行技術經濟比較，選擇優化方案。
- 最後選擇泵結構型式，泵結構型式的選擇不宜影響泵效率，其效率變化不宜超過 $\pm 10\%$ 。



電機系統節能優化設計指南

◆ 泵機組電動機的功率匹配及運轉

➤ 泵與電動機匹配

➤ 泵的運轉

- 泵系統正常運轉時，泵的運轉效率不宜低於其額定效率的80%。
- 泵系統中若需要雙泵或多泵並聯運轉時，每台泵的運轉效率不宜低於其額定效率的80%。

◆ 泵系統優化設計的評價

泵系統平均輸送每千噸米液體的能耗(e_b)作為泵系統優化評價指標，對於泵系統的 e_b 應小於0.28。

e_b 按式(3)計算

$$e_b = \frac{1000E}{3.6\rho g \sum QH_t} \dots\dots\dots (3)$$

式中

e_b —千噸米液體能耗，單位為千瓦時每千噸米[kW·h/(kt·m)]；

E —泵系統耗能值，單位為千瓦時(kW·h)；

ρ —液體密度，單位為千克每立方米(kg/m³)；

g —重力加速度，單位為米每二次方秒(m/s²)；

Q —某時段內泵系統提供的平均流量，單位為立方米每秒(m³/s)；

H —同一時段內泵系統的平均揚程，單位為米(m)；

t —時段提液時間，單位為時(h)。



電機系統節能優化設計指南

■ 空氣壓縮機系統優化設計

◆ 基本要求

- 裝有活塞式空氣壓縮機或離心式空氣壓縮機，或者單機額定排氣量大於或等於 $20\text{m}^3/\text{min}$ 的空氣壓縮機站宜為獨立建築，且與有噪音、震動防護要求場所的間距應符合現行的有關規定。
- 對於容積式空氣壓縮機，應符合GB 19153規定的能效限定值，宜選用符合節能評價值的空氣壓縮機。
- 空氣壓縮機、後處理裝置、儲氣桶本體安全閥以及各設備之間相關安全措施的配置應符合GB 50029和其他相關標準。
- 壓縮空氣站應設置廢油收集裝置，廢水排放應符合相關標準和規範。

◆ 壓縮空氣系統設計泵量的確定

- 壓縮空氣系統設計流量，由每個用氣設備的需求流量匯總的如下表

壓縮空氣系統流量計算表

序號	用氣設備名稱	壓力需求/MPa	用氣設備流量需求/(m^3/min)			工作週期/s	
			最小值	最大值	平均值	運轉	停止
1							
2							
3							
4							
5							
6							
7							
8							
合計							



電機系統節能優化設計指南

◆ 壓縮空氣系統設計泵量的確定

➢ 壓縮空氣系統設計流量可依用能單位做大消耗量為基礎計算，見式(4)：

$$Q = \sum Q_{max} \times K(1 + \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3) \dots \dots \dots (4)$$

式中：

- Q — 壓縮空氣系統設計流量，單位為立方米每分(m₃/min)；
- $\sum Q_{max}$ — 壓縮空氣系統中用戶最大流量需求總和，單位為立方米每分(m₃/min)；
- K — 同時使用係數，取0.75~1，用戶較多時取較小值；
- φ_1 — 管道系統漏損係數，取0.1~0.15；
- φ_2 — 乾燥機自耗氣係數，無熱再生式乾燥機取0.12~0.15，微熱再生式乾燥機取0.05~0.07，冷凍式乾燥機及加熱式再生乾燥機取0；
- φ_3 — 設計未預見消耗係數，一般取0.1。

當使用這種方法確定系統設計流量時，每個係數的選擇宜參照相似用戶系統的流量變化特點進行。



電機系統節能優化設計指南

◆ 空氣壓縮選型

- 空氣壓縮機的類型、台數和容量的選擇，應根據製程設備對壓縮空氣質量的要求和壓縮空氣流量的變化特點，經過經濟比較後確定。當單台空氣壓縮機容量超過 $60\text{m}^3/\text{min}$ 時，宜採用離心式空氣壓縮機。
- 一個壓縮空氣站，活塞式空氣壓縮機或螺旋式空氣壓縮機的數量宜為3台~6台。應符合GB 19153規定的能效限定值，宜選用符合節能評價值的空氣壓縮機。
- 在確定系統基本負荷和變化負荷的基礎上，選用空氣壓縮機時宜遵循如下原則：
 - 對於基本負荷，宜選用離心式空氣壓縮機或螺旋式空氣壓縮機，負荷較大時宜選用離心式空氣壓縮機；
 - 對於變化負荷，宜選用活塞式空氣壓縮機或選用有帶有變速傳動的螺旋式空氣壓縮機；
 - 對於備用容量，宜綜合考慮系統負荷變化範圍和空氣壓縮機部分負荷特性，經過經濟比較後確定。
- 當一個系統配置有多台不同容量的空氣壓縮機，系統負荷變化範圍較大且頻繁時，宜配置中央控制系統。

◆ 壓縮空氣後處理裝置

- 乾燥器和過濾器等壓縮空氣後處理裝置的選擇，應根據供氣系統和用氣設備對壓縮空氣質量和須處理的壓縮空氣，在參照GB/T 13277的基礎上進行經濟比較後確定。
- 在對滿足同一空氣質量的後處理裝置進行選擇時，應在壽命週期成本分析的基礎上，首先選擇節能型產品。
- 根據用氣設備對壓縮空氣質量等級的要求，應在空氣乾燥裝置前後和用氣設備錢配置相應精度的壓縮空氣過濾器。
- 對於不同區域具有不同壓縮空氣質量要求的系統，宜通過空氣後處理裝置的配置，根據空氣質量需求進行分區域供氣。
- 當用戶要求乾燥的壓縮空氣不能中斷時，應配置備用壓縮空氣後處理裝置。



電機系統節能優化設計指南

◆ 儲氣桶

- 根據壓縮空氣負荷變化，在空氣壓縮機出口、壓縮空氣後處理裝置之後和大負荷間歇性用氣設備附近，宜配置足夠容量得儲氣桶。
- 空氣壓縮機出口儲氣桶的容積大小，宜為空氣壓縮機額定排氣量的20%~25%。
- 壓縮空氣後處理裝置之後的儲氣桶和大負荷間歇性用氣設備附近的儲氣桶，其容量選擇宜根據不同行業壓縮空氣負荷變化的特點來確定。同時，宜在儲氣桶後配置壓力流量控制器，以穩定系統供氣壓力，降低系統供氣負荷。

◆ 壓縮空氣站布置

- 壓縮空氣站在廠區內的布置可採用集中式站房或分散式站房二種方式，應綜合考慮系統用氣負荷在廠區內的分布情況、供電供水的合理性和未來規畫等多種因素，經經濟比較後確定。當採用分散式站房布置時，宜聯網運轉。當二個壓縮空氣系統的壓力等級不同但接近時，應再連接管路上裝壓力流量控制器。
- 壓縮空氣站避免靠近易燃易爆、腐蝕性、有毒有害氣體以及粉塵等場所，並位於上述場所全年風向風量最大頻率的上風側應。
- 壓縮空氣站朝向，宜使用機械間有良好的通風，並減少日曬。
- 空氣壓縮機的吸氣口，宜裝在室外，且與機組的連續的連接管道力求短、直。
- 氣冷螺旋式空氣壓縮機和離心式空氣壓縮機的冷卻風宜排至室外。



電機系統節能優化設計指南

◆ 壓縮空氣管道

- 壓縮空氣管道應滿足對壓縮空氣流量、壓力和品質的要求，並應考慮今後生產發展的需要。
- 壓縮空氣站中壓縮空氣流速不應大於5m/s；壓縮空氣站的主分配管路的壓縮空氣流速不應大於10m/s；主分配管道用氣點的壓縮空氣流速不應大於15m/s。從空氣壓縮機出口到用氣點的壓降小於空氣壓縮機排氣壓力的10%。
- 主分配管道用氣點之間連接管路和空氣處理部件尺寸，宜根據用氣設備最大空氣流量來選擇。
- 管道和閥門等相關附件的選擇，應遵循阻力係數低的原則。

◆ 其他要求

有關壓縮空氣系統設計的其他要求，包括土建、電氣、熱工測試儀表和保護裝置、給排水和採暖通風等、應符合GB 50029的規定。

◆ 空氣壓縮機系統優化設計的評價

- 空氣站系統總管供氣壓力波動範圍不應大超過0.05MPa。
- 從空氣壓縮機出口到用氣點的壓降應小於空氣壓縮排氣壓力的10%。
- 空氣壓縮機組用電單耗不應超過GB/T 16665中所規定的數值(見下表)。

空氣壓縮機組及供氣系統用單耗指標表

電動機容量/kW	用電單耗合格指標/(kW·h/m ³)
≤45	0.129
55~160	0.115
≥200	0.112
備註：電動機容量不在列表數據範圍內時，合格指標用內插法確定。	



影響電機系統運轉效率的因素

電力品質問題引起的電機系統運轉效率低，有以下幾種情況：

1) 電壓問題（電壓不穩定，過、欠壓）

由於鐵損約與電壓的平方成正比，定子和轉子繞組電流損耗約與電壓的平方成反比，因此電動機效率與電壓變化的關係，將與不同負載率時，以鐵損為主的不變損耗和定、轉子繞組電流損耗為主的可變損耗的比例有關。電壓不穩定、過電壓或欠電壓供電都使電動機不在它的設計電壓點上工作，從而降低了效率。

2) 三相不平衡問題

由於電機損耗與電壓不平衡率成平方關係增加，因此在線路設計時應儘量避免三相不平衡的現象。

3) 功率因數偏低問題

電力設計系統在工廠供電的設計規劃中習慣採取冗餘設計，導致電機系統的整體運轉功率因數偏低，視在功率增大和線路電流增大，增加了線路損耗。應通過無功補償或無功就地補償提高功率因數。

4) 瞬變干擾(瞬變和浪湧問題)

瞬變和浪湧現象會對電動機引起有害的作用。可以用壓敏電阻和MOV器件對系統的瞬變和浪湧進行吸收。

5) 高次諧波問題

高次諧波還會導致電動機定子鐵心磁滯損耗和渦流損耗增加（鐵損=渦流損耗+磁滯損耗），進而引起電機額外的發熱。

諧波問題對於變壓器，配電系統的效率也有一定影響，特別是變頻器驅動電機時，普遍反映在原電動機加裝變頻器拖動後電機的溫度明顯增加，此是諧波問題帶來的影響。



政府公告馬達效率實施時間

- 2015年1月1日起實施IE2
- 2016年7月1日起實施IE3效率標準
- 各國實施時間如下表

國際能效標準 IEC60034-30	中華民國	美國／加拿大	韓國	歐盟	大陸	澳洲／紐西蘭	日本
IE2 等級 (high)	MEPS ≡ IE2 0.37 ~ 200kW 75 kW 以下列入標 檢局應施檢驗電 機類商品	MEPS : EPAAct ≡ IE2 0.75 ~ 150 kW	MEPS ≡ IE2 • 37~200 kW • 0.75~37 kW	MEPS = IE2 0.75 ~ 375 kW	MEPS 2 級 (= IE2) 0.55 ~ 315kW 2012.9.1 修訂實施範 圍與等級為：0.75 ~375kW 3 級= IE2	MEPS ≡ IE2 0.73 ~ 185 kW	自願性≡ IE2 0.75 ~ 160kW
	2015.1.1 實施	1997.10.24 實施	• 2008 實施 • 2010 實施	2011.6.16實施	2011.7.1 實施	2006.4.1 實施	2000 實施
IE3 等級 (premium)	MEPS ≡ IE3 0.37 ~ 200kW 75 kW 以下列入標 檢局應施檢驗電 機類商品	MEPS : EISA NEMA Premium ≡ IE3 0.75 ~ 150 kW	MEPS = IE3 • 37~200 kW • 15~37kW • 0.37~15 kW	MEPS = IE3 • 7.5~375 kW • 0.75~375 kW	MEPS 2 級 (= IE3) • 7.5~375kW • 7.5kW以下		MEPS = IE3 0.75 ~ 375kW
	2016.7.1 實施	2010.12.19 實施	• 2015.1.1 實施 • 2016.1.1 實施 • 2017.1.1 實施	• 2015.1.1實施 • 2017.1.1實施	• 2016.9.1實施 • 2017.9.1實施		2015.4 實施



電機系統能效提升的基本概念

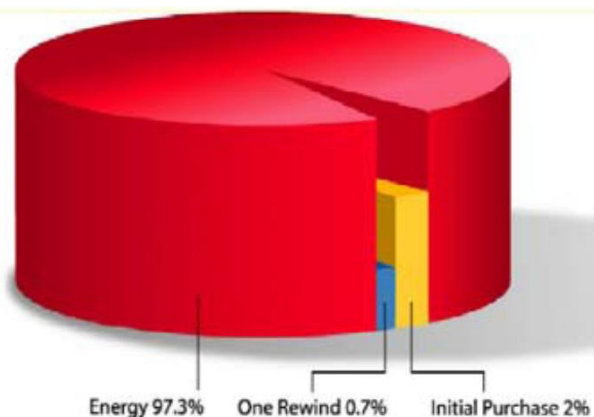
1. 電機系統

包括電動機(馬達)、被拖動裝置、傳動系統、控制(調速)系統以及管網負荷等。

2. 電機系統能效提升

首先滿足負載要求功能的前提下，設計、製造和選用合適的部件，使它們合理匹配，使系統綜合節能效果和性價比達到最佳或較佳，單一環節的效率提高效果並不理想

3. 馬達生命週期成本



Energy 97.3% One Rewind 0.7% Initial Purchase 2%

電費 97.3% 維修成本 0.7% 購置成本 2%

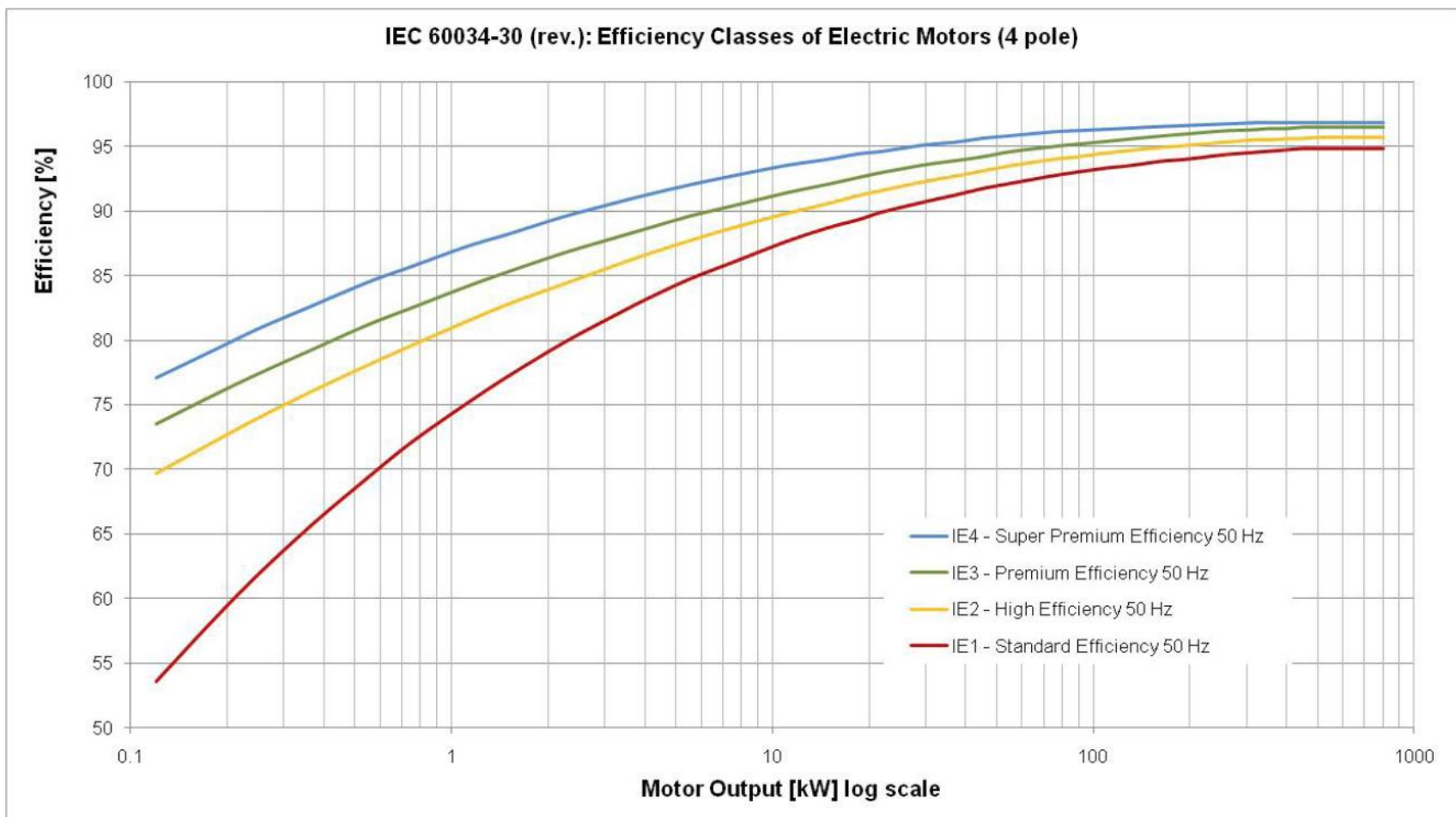
資料來源：Baldor Electric

1. 工業用馬達使用壽命可長達**20**年以上
2. 馬達使用成本：**電費**占**生命週期97%**，購置費用僅占**2%**

$$\text{耗用電能} = \frac{(\text{馬達負載}) \times (\text{操作時數})}{(\text{馬達操作點效率})}$$



IE國際馬達效率標準



Draft IEC 60034-30 (2011)

EMSA Washington 8/9 Sept 2011



IE3 高效率馬達(EU最低耗能性能標準, 2009)

kW	2 pole		4 pole		6 pole		kW	2 pole		4 pole		6 pole	
	50HZ	60HZ	50HZ	60HZ	50HZ	60HZ		50HZ	60HZ	50HZ	60HZ	50HZ	60HZ
0.75	80.7	87.0	82.5	85.5	78.9	82.5	45	94.0	93.6	94.2	95.0	93.7	94.5
1.1	82.7	84.0	84.1	86.5	81.0	87.5	55	94.3	93.6	94.6	94.4	94.1	94.5
1.5	84.2	85.5	85.3	86.5	82.5	88.5	75	94.7	94.1	95.0	95.4	94.6	95.0
2.2	85.9	86.5	86.7	89.5	84.3	89.5	90	95.0	95.0	95.2	95.4	94.9	95.0
3	87.1	—	87.7	—	85.6	—	110	95.2	95.0	95.4	95.8	95.1	95.8
3.7	—	88.5	—	89.5	—	89.5	132	95.4	—	95.6	—	95.4	—
4	88.1	—	88.6	—	86.8	—	150	—	95.4	—	96.2	—	95.8
5.5	89.2	89.5	89.6	91.7	88.0	91.0	160	95.6	—	95.8	—	95.6	—
7.5	90.1	90.2	90.4	91.7	89.1	91.0	185	—	95.8	—	96.2	—	95.8
11	91.2	90.0	91.4	92.4	90.3	91.7	200	95.8	—	96.0	—	95.8	—
15	91.9	91.0	92.1	93.0	91.2	91.7	220	95.8	95.8	96.0	96.2	95.8	95.8
18.5	92.4	91.7	92.6	93.6	91.7	93.0	250	95.8	95.8	96.0	96.2	95.8	95.8
22	92.7	91.7	93.0	93.6	92.2	92.2	300	95.8	95.8	96.0	96.2	95.8	95.8
30	93.3	92.4	93.6	94.1	92.9	94.1	330	95.8	95.8	96.0	96.2	95.8	95.8
37	93.7	93.0	93.9	94.5	93.3	94.1	375	95.8	95.8	96.0	96.2	95.8	95.8

- IE2 by June 16, 2011
- IE3 by January 1, 2015 (for motors ≥ 7.5 to 375 kW) and IE2 only in combination with an [adjustable speed drive](#)(調速裝置)
- IE3 for all motors by January 1, 2017, (for motors from 0.75 to 375 kW) and IE2 only in combination with an [adjustable speed drive](#).
- EC 60034-30, IE3 Premium Efficiency (%) is presented in the table.



X廠超高效率馬達 IE3 系列

馬力	極數	轉速	電壓	頻率	全載電流	啟動電流	負載100%	負載75%	負載50%	PF100%	PF75%	PF50%
1	2	3475	220	60	3.0	29.0	83.0	82.3	79.1	79.0	70.5	57.5
10	2	3515	220	60	25	183	90.2	91.0	90.7	87.0	85.5	80.0
15	2	3535	220	60	35	266	91.0	91.2	90.1	91.0	89.5	86.0
100	2	3575	220	60	231	1761	94.1	93.9	92.9	90.5	89.5	85.5
125	2	3580	220	60	278	2183	95.0	94.9	94.2	89.5	87.5	82.0
150	2	3580	220	60	349	2448	95.0	94.7	93.5	87.0	84.5	77.5
175	2	3575	220	60	408	3347	95.4	95.3	94.5	89.0	87.0	82.0



電動機驅動系統之損失來源

1. 電源：電源品質不良（如三相電壓不平衡、諧波）造成額外損失。
2. 變頻器（Inverter）：變頻器中的電力電子元件開關切換，及電路本身電功率的損失。
3. 變壓器：變壓器鐵心用來產生磁通的磁化電流以及用來補償鐵心磁滯以及渦流損失的鐵心損失電流，亦會造成損失。
4. 電纜線：傳輸電功率時，在電纜線上所造成的線路壓降及線路損失。
5. 馬達損失：馬達損失可分為定子一次銅損、轉子二次銅損、定轉子之鐵損、雜散損、摩擦損及風損。以一般NEMA design B的馬達為例，其各部份損失占總損失之平均百分比，如下表：

損失種類	典型之百分比	損失影響的因數
定子一次銅損	35%~40%	定子導體大小及材質
轉子二次銅損	15%~20%	轉子導體大小及材質
定轉子之鐵損	15%~20%	磁性材質之形式及材質
雜散損	10%~15%	主要製造及設計法
摩擦損及風損	5%~10%	風扇及軸承之選定與設計

6. 傳動裝置：不同的各種傳動方式，造成不同摩擦損失的大小。
7. 負載：負載與馬達特性不符，造成馬達機械功率使用率不佳。



馬達設計中提高效率的措施及成本對比

目標	措施	損耗降低幅度	成本是否增加
降低鐵心損耗	由高損耗的熱軋電工鋼改為低損耗、高磁感的冷軋無取向電工鋼	20%	大幅增加
降低定子銅損耗	增加定子有效材料用量、改進線圈結構	20%	大幅增加
降低轉子銅損耗	增加轉子有效材料用量	15%	略微增加
降低機械損耗	改善通風結構、改進風扇結構、減小風扇尺寸	35%	基本不變
降低附加損耗	改變定子繞組形式、定轉子槽配合、加大氣隙等	30%	略微增加

馬達負載率與效率、功率因數之關係

馬達最高效率點常設計在75%~100%額定負載左右，因此一般馬達都會驅動在50%~100%的額定負載之間。圖1表示不同大小馬達負載率與滿載效率關係，可觀察到以下現象：

- 當馬達未達額定負載的一半時(50%以下)運轉，效率明顯下降。
- 馬達效率範圍隨著其規格不同而變化，馬達最佳效率的操作區域隨著馬達容量的增加，逐漸變得更寬。
- 過低的負載率也會造成功率因數的低落(圖2)，進而造成線路損失增加。
- 當馬達負載率低於50%時，宜檢查馬達容量是否適當，或適時的調整馬達操作，以防止其在效率較低的情況下運轉，造成額外的能源耗損。
- 馬達在過負載狀況下運轉時，馬達容易過熱、效率降低並且會縮短馬達壽命。

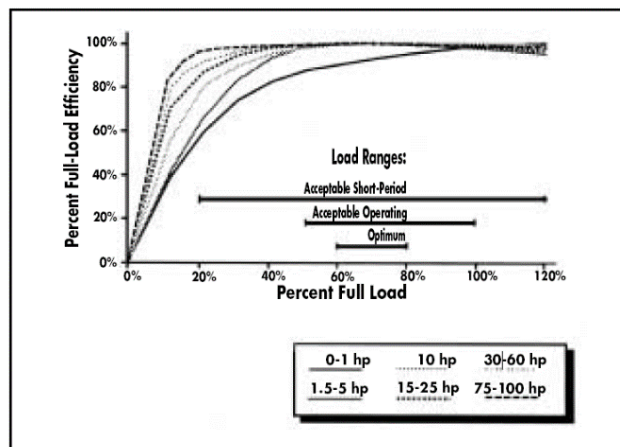


圖1 馬達負載率與滿載效率關係

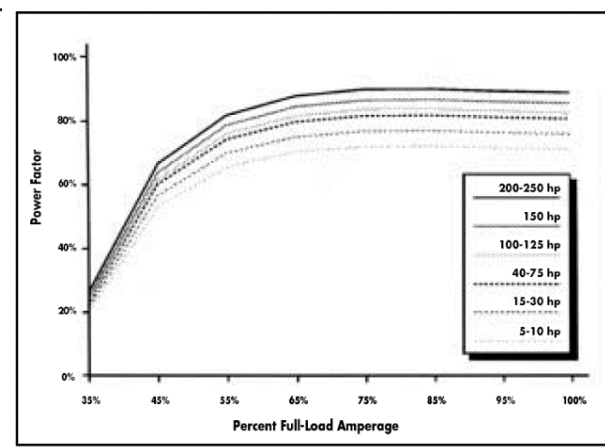
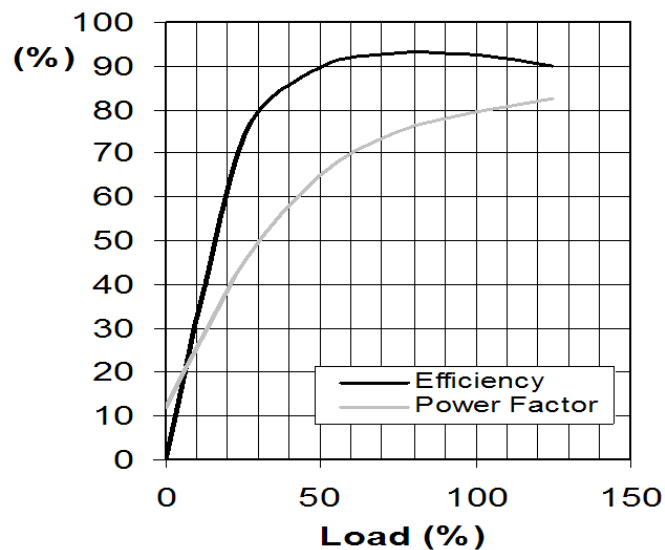


圖2 電動機功率因數與滿載電流之關係





電動機節能的途徑和措施

1. 更新淘汰低效電動及高耗電設備

- 推廣高效節能電動機、稀土永磁電動機、高效風機、泵、壓縮機，高效轉動系統等。
- 更新淘汰低效電動機及高耗電設備。
- 新裝電動機系統要採用相關節電設備。
- 高耗電電動機、風機、泵類系統的更新，系統要合理分配。

2. 提高電動機效率

- 推廣變頻、永磁調速等先進電動機調速技術。
- 改善風機、泵類電動機系統調節方式；合理匹配，以合適耗電運轉。

3. 傳動裝置和設備改造

以先進電力電子技術傳動方式替代傳統之傳動方式。

4. 系統優化運轉和控制

系統自動化控制與運轉資料儲存與分析，做為節能運轉之依據。

- 實現自動開關設置為 off 控制或手動開關關閉程式。
- 考慮時間開關、聯鎖裝置、感應器和智慧控制項實現自動停止-啟動控制。

5. 電動機維修

- 維修係為恢復原有能效，必須做能效之驗證。



高效馬達節能效益評估公式

➤ 電能的節約

傳統上，計算高效率馬達之成本效益是以滿載效率為依據，但馬達運轉並非固定在滿載工作點，尚需考慮到負載率對馬達效率的影響，因此高效率馬達與標準馬達其間的能源節省，可由下列馬達節能評估公式計算。此公式較符合產業界實際情況，因馬達負載率常隨製程變動，而跟著不同，欲評估實際節能，此點應予考慮。

採用高效率電機的年節電量 ΔE ，可用下式計算：

$$\Delta E = hrs \times P_{or} \times 0.746 \times FL \times \left(\frac{1}{\eta_{std}} - \frac{1}{\eta_{hem}} \right) \times Ce(\text{元})$$

式中

ΔE ：年節約費用表替換後每年可節省的成本。

hrs：每年馬達的運轉時數。

P_{or} ：馬達銘板上的額定馬力值。

FL：馬達實際運轉負載率。

η_{std} ：一般馬達在該負載點下馬達的效率值。

η_{hem} ：高效率馬達在該負載點下的馬達效率值。

Ce：每度的電價。

案例

以11kW、4極電機為例，普通電機效率為88%，高效率電機效率為91%，年運轉時間為4000h，負荷率為0.75，由上式可得採用高效率電機每年的電能節約

$$\Delta E = \left(\frac{1}{0.88} - \frac{1}{0.91} \right) \times 11 \times 4000 \times 0.75 = 1234kWh$$



提高電動機運轉用電效率方法

1. 選擇合適的馬達

➤ 馬達馬力大小要與負載匹配（提昇運轉效率）

匹配不合適則有馬達過載運轉和馬達在低負載在低效率狀況下運轉。

➤ 馬達一般會有容忍的過載範圍

- 各國馬達標準中說明馬達性能效率量測時的運轉條件（包含環境和方法）
- 一般馬達雖會標示其效率值，但其值表示其在最佳運轉狀況下之效率，在最佳運轉狀況外，像是負載條件變動或環境溫度變動，無論是負載變動增減或是環境溫度升降，偏離最佳運轉效率條件馬達的效率就開始下降，但**一般效率下降會有其平滑還可接受的範圍**，一但**超過**可接受的範圍可能負載就需要以其他在此條件以**較佳之運轉效率馬達來取代**。
- **一般常見馬達馬力過大主要是工程上預留裕度**，而馬達過負載運轉是實用時超過工程設計而未變更較大馬力的馬達。工程設計在理論馬力推算時，一般也會出現其馬力數並無實際可使用的馬達，可以將推算馬力數所屬上下兩個馬力的馬達進行推算就可得到應使用那個馬達較佳。

2. 變動負載時採用變頻器或變速器

- 除了定負載以外，一般馬達常會遇到負載變動的狀況，因此馬達常不能在最佳運轉點運轉，採用變頻器或變速器可以使馬達依負載條件進行調節調速，間接能讓馬達節能，使馬達運轉在做佳的狀態下。
- 目前馬達有的必須要外加變頻器或變速器，也有一體生產的，而有時在使用變頻器或變速器也必須考慮馬達是否能符合其運轉要求。

3. 改善馬達功率因素

- 感應馬達是電感應負載，因此功率因素較低，而提高感應馬達功率因素主要有並聯電容器和提高其本身功率因素。

4. 重新考量負載需求容量

- 選擇合適馬達，除了馬達本身會留下工程裕度外，每個系統和其單元本身也都會有裕度考量，因此產生相乘的效果而造成馬達負載過低的現象，也連帶影響到系統效率，因此要改善馬達效率，負載系統本身也是一項重要的考量因素。



電動機系統節能

降低電動機系統之能耗，可藉由專業的診斷協助，找出以下各項節能機會點進行改善，例如：

- 使用高效率馬達或選用適當馬力馬達，提升馬達效率。
- 檢視傳動系統設計與狀況，改善傳動效率。
- 改善或汰換舊設備，提升設備效率。
- 降低系統阻抗或提升系統供應與負載的匹配性，以提高系統效率。
- 消除或降低系統負載的需求。
- 進行良好的系統維護，以維持系統最佳性能表現。
- 根據IEA研究報告改善電動機(馬達)系統用電能效可提高20%~25%。

□ 一般傳動效率如下：

- 皮帶輪傳動 70~90%
- 鏈條傳動 75~85%
- 齒輪傳動 93~96%
- 直接傳動 100%

措 施	節能潛力(%)
使用高效能電動機	2~6
採用正確的型號和規格設計	1~3
採用調速技術	10~50
三角皮帶改為齒型皮帶	0.5~2
間接傳動改為直接傳動	1~2
高效變速箱	2~10
潤滑、調整、微調	1~5
電力品質改善	0.5~3



馬達常用公式

➤ 馬達同步轉速 n_s — 馬達定子旋轉磁場的速度 (rpm)

$$\text{同步轉速 } n_s \text{ (rpm)} = 120 \times F \div P$$

(F表供應電源的頻率；P表馬達的級數)

例1：有一馬達為4P使用在60Hz的系統時

$$\text{同步轉速 } n_s = 120 \times 60 \div 4 = 1,800 \text{ (rpm)}$$

➤ 馬達滑差(轉差)率 S — 馬達的實際轉速與同步轉速的差值百分率

$$\text{滑差率 (Slip)} = \frac{n_s - n}{n_s} \times 100 \text{ (\%)}$$

(n_s 表同步轉速； n 表實際轉速)

例2：有一4P；60Hz的三相感應馬達(同步轉速 n_s 為1800rpm)經量測實際轉速為1750rpm

$$\text{此時滑差率 (Slip)} = \frac{1800 - 1750}{1800} \times 100\% = 2.8 \%$$

➤ 馬達三相輸入功率 P_i — 馬達運轉實際輸入的功率值

方式一：透過電壓、電流與功因計量測

$$P_i = \sqrt{3} \times V \times I \times PF \div 1000 \text{ (kW)}$$

(V、I 表三相平均線電壓與線電流值；PF 表三相平均功率因數值)

方式二：透過馬達額定馬力、負載率與該負載點馬達效率

$$P_i = P_{or} \times 0.746 \times \%FL \div \eta \%FL \text{ (kW)}$$

(P_{or} 表馬達銘板上的額定馬力值； $\%FL$ 表馬達實際運轉的負載率； $\eta \%FL$ 表該負載點下馬達效率值)

註：馬達的三相輸入功率亦可直接透過功率計量測取得

➤ 馬達額定滿載輸入功率 P_{ir} — 馬達當於滿載時的輸入功率值

$$P_{ir} = P_{or} \times 0.746 \div ef1 \text{ (kW)}$$

(P_{or} 表馬達銘板上的額定馬力值； $ef1$ 表馬達滿載時效率值)

➤ 馬達實際運轉負載率 $\%FL$ — 馬達運轉所需功率與額定滿載功率的比例

$$\%FL = \frac{P_i}{P_{ir}} \times 100 \text{ (\%)}$$

(此時 P_i 是透過方式一，或是直接經由功率計所取得)

(P_i 表馬達三相輸入功率值； P_{ir} 表馬達額定滿載輸入功率值)



馬達常用公式

▶ 每年馬達電能花費 — 每個馬達每年運轉所產生的電能費用

$$\text{年運轉費用} = P_i \times \text{hrs} \times Ce \text{ (元)}$$

(P_i 表馬達三相輸入功率值；hrs 表每年馬達運轉時數；Ce 表每度的電費價格)

例3：有一部40Hp；220/440V；4極；60Hz；滿載效率(efl)為91.7%的三相高效率感應馬達，在使用時經量測得到三相平均線電壓為442V；三相平均線電流為37A；功率因數為0.81：

(1)馬達三相輸入功率 $P_i = \sqrt{3} \times 442 \times 37 \times 0.81 \div 1000 = 22.94 \text{ (kW)}$

(2)馬達額定滿載輸入功率 $P_{ir} = 40 \times 0.746 \div 0.917 = 32.54 \text{ (kW)}$

(3)馬達實際運轉負載率 $\%FL = 22.94 \div 32.54 \times 100\% = 70.5\%$

例4：有一50Hp的高效率馬達，每年固定以75%的負載下運轉6000小時，假設在該負載點下馬達效率為91.7%；每度電費以3元計：

(1)馬達三相輸入功率 $P_i = 50 \times 0.746 \times 0.75 \div 0.917 = 30.5 \text{ (kW)}$

(2)每年馬達電能運轉費用 = $30.5 \times 6000 \times 3 = 549,000 \text{ (元)}$

▶ 高效率馬達取代一般馬達的效益評估

$$\text{年節約費用} = \text{hrs} \times P_{or} \times 0.746 \times \%FL \times \left(\frac{1}{\eta \%FL(\text{std})} - \frac{1}{\eta \%FL(\text{hem})} \right) \times Ce \text{ (元)}$$

式中

年節約費用表替換後每年可節省的成本。

hrs：每年馬達的運轉時數。

P_{or} ：馬達銘板上的額定馬力值。

$\%FL$ ：馬達實際運轉負載率。

$\eta \%FL(\text{std})$ ：一般馬達在該負載點下馬達的效率值。

$\eta \%FL(\text{hem})$ ：高效率馬達在該負載點下的馬達效率值。

Ce：每度的電費價格。



電機的經濟效益

1. 回收期計算法

高效率電機由於電能的節約進而減少運轉時的電費支出。電費的節約(ΔC_2)可用下式表示：

$$\Delta C_2 = \Delta E \times C_e \times N$$

式中： C_e —電價；
 N —運轉年數。

高效率電機為提高效率，在製造上採用較多或較好的材料，往往會增加一定的節能措施，使電機成本增加。現用 ΔC_1 表示此成本的增加，當運轉到一定的年限所節約的電費可能補償成本的增加，即 $\Delta C_1 = \Delta C_2$ 。這段時間 N_0 稱為投資回收期。超過此回收期後的電費節約將是淨經濟收益。

回收期 N_0 的計算公式如下：

$$N_0 = \frac{\Delta C_1}{\Delta E C_e}$$

2. 全壽命週期成本分析法

採用全壽命週期成本分析法的目的就是對該產品在其壽命週期內的各項成本進行綜合考慮以求優化。如：

- 1) 初始採購成本
- 2) 安裝及試車調試成本
- 3) 能源成本（如電費等）
- 4) 運轉操作成本
- 5) 維護保養成本
- 6) 停車、延誤、生產損失
- 7) 環保治理成本

為估計在整個預定的運轉期間 N 年內總費用（即電機售價與運轉電費之和）的節約可採用下式。在式中已考慮電機製造一次投資和運轉費用分期支付在經濟效益上的差別。

$$\Delta C = \Delta C_2 - \Delta C_1 = \Delta E C_e N_E - \Delta C_1$$

$$N_E = \frac{(1+i)^N - 1}{i(1+i)^N}$$

式中：

ΔC —採用高效率電機代替一般電機後總費用的減少；

N_e —考慮了投資效果的等效執行時間；

i —貼現率或利潤率。

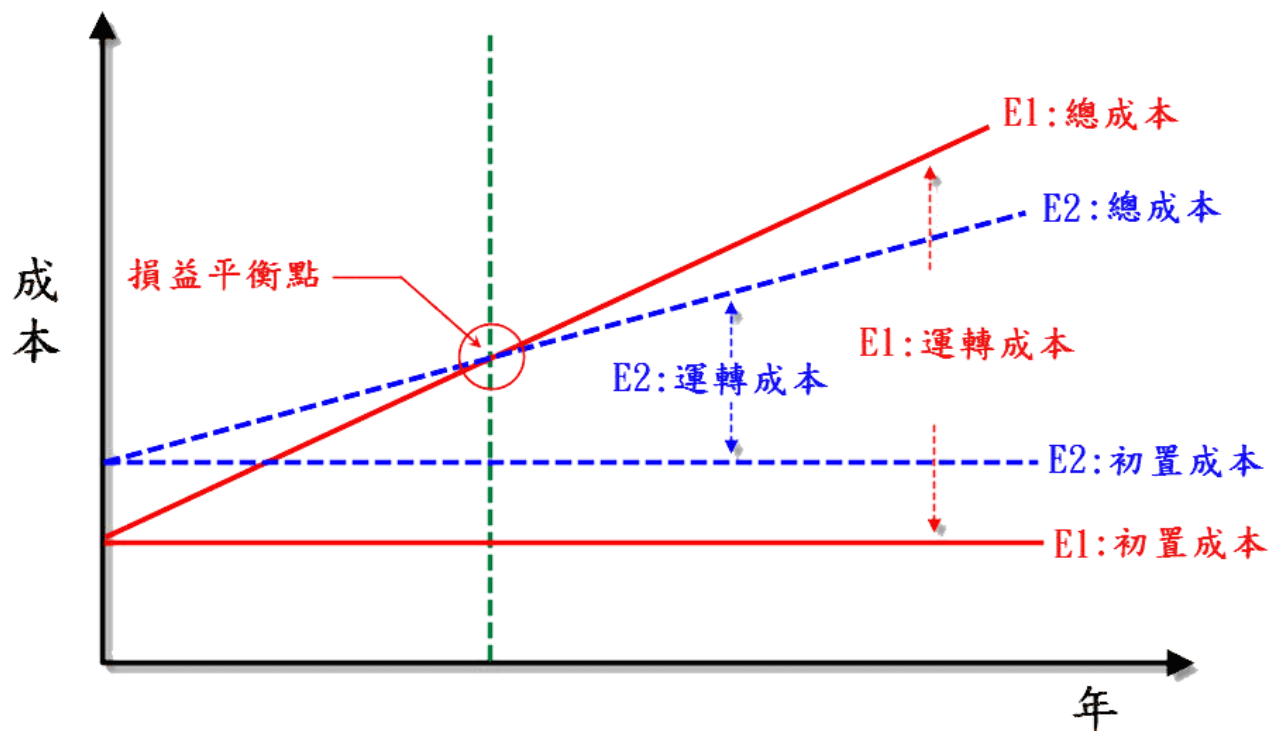


電動機節能改善效益

- 單機馬達效率改善效益

以3相、4P、60Hz、100HP之感應馬達為例；在每年運轉6000小時之條件下可產生之節能效益

類別	購買成本 (元)	全載效率 (%)	運轉時 數	電價 (元/度)	運轉費用 (元/年)	電費差額 (元/年)	運轉10年電費 (元)	運轉10年效益 (元/年)
一般	100,000	89.0	6,000	3.0	1,508,764	—	15,087,640	基準
高效率	120,000	93.6	6,000	3.0	1,434,615	74,149	14,346,150	741,490





馬達維修與更換節能改善效益

馬達維修與更換比較評估

項目	單位	既設馬達故障前 (一般效率)	既設馬達維修後 (一般效率)	更換高效率馬達
額定馬力	Hp	50	50	50
負載率	%	100	100	100
銘牌效率	%	87.5	87.5	91.7(92.4)
重繞損失	%	-	1.0	-
年運轉時數	Hrs	6,000	6,000	6,000
維修或購置成本	元	-	20,000(含裝設)	60,000(含裝設)
年電力使用量	kWh/年	255,600	258,624	243,959
電價	元/kWh	2.2	2.2	2.2
年用電費用	元/年	562,472	568,973	536,710
維修與更新馬達費用之節能評估比較				
年使用電量差額	kWh/年	-	-	14,665
年成本電量差額	元/年	-	-	32,363
維修與更新費用差額之投資回收年限	%	-	-	1.24



常見馬達效率低的例子

➤ 無同樣備品

一般使用馬達時，由於使用者多使用一種以上的馬達，因此通常不太會去預備一個備用馬達，所以當馬達故障，除非能即時取得相同的馬達更換，不然通常會拿一個代用品，而為了使用上的安全，代用品可能比原有馬力數大，但不管如何，為降低停工的時間，所以先用再說。

➤ 能效驗證

接上述例子，原有的馬達可能會買新的或拿去重繞，而馬達若是重繞，通常馬達的效率都會比故障前的低，而一般重繞又很少去了解重繞後的效率、用電成本是否會比買新的划算。

➤ 送修馬達沒換回來

一般送回後應該是要換回來，但有時為了降低停工再次造成衝擊而一直等待機會更換，甚至想等到馬達再次故障再換回來。

➤ 人員調動

很多時候，使用者若是輪調或換人，在交接時又沒說清楚，結果下次故障時又根據使用的馬達銘版資料(其實是代用品的馬達)換上另一個馬力更大的馬達，結果就造成馬達馬力再次往上調，這種狀況下，馬達的效率可能很快處於低負載低效率區，造成比原本馬達用電更多。

電動機高效再製造

1. 定義

電動機高效再製造，就是將低效電動機通過重新設計、更換零部件等方法，再制造成高效率電機或適用於特定負載和工況的系統節能電機（如變極多速電動機、變頻電動機、永磁電動機等）。

2. 目的與意義

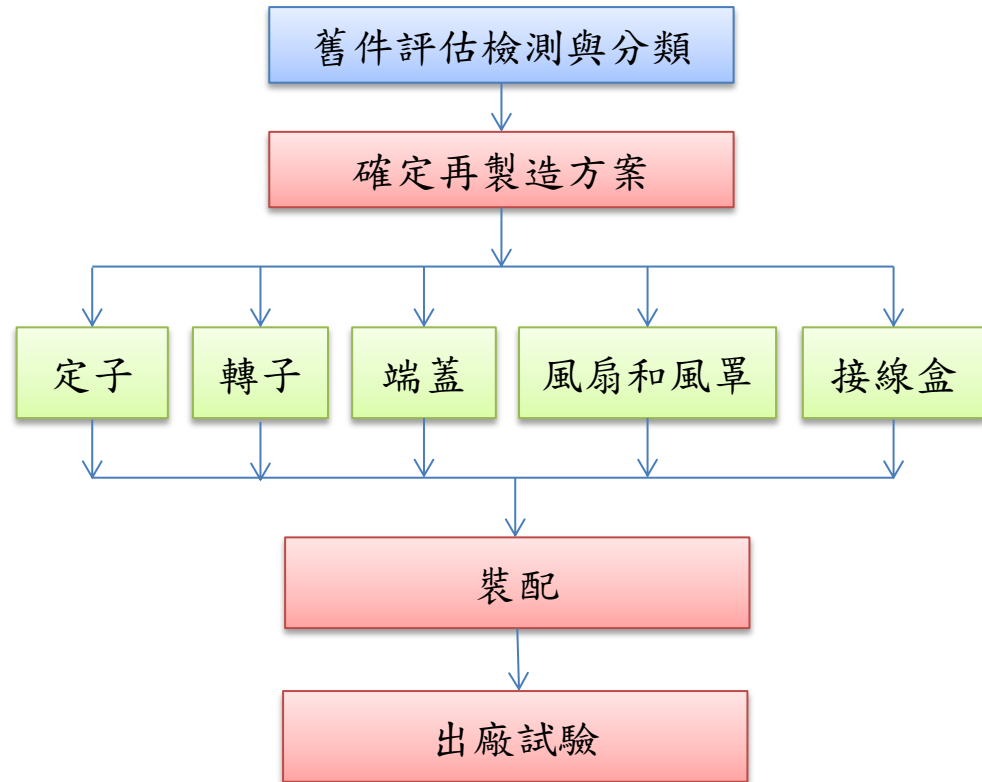
- 節能減排的重要手段。
- 實現資源節約和循環經濟的重要途徑。
- 推廣高效電機使用，推進電機系統節能工作的必然之舉。

3. 再製造整體流程

電動機高效再製造的整體流程如右圖所示，對不同的部件根據檢驗結果會有針對性的措施：

- 定子和轉子的一部分是需要更換的，機座（端蓋）等一般保留使用；
- 軸承、風扇、風罩和接線盒等全部使用新的零部件（其中新更換的風扇和風罩是屬於節能高效的新設計）。

4. 再製造與普通維修的區別



對比類型	普通維修	電機高效再製造
目的不同	維修的目的主要以恢復使用功能為主，修理後的電動機效率指標會有所降低	電動機高效再製造把低效電動機改造成高效電機，提高效率
步驟方法不同	維修步驟相對粗放、落後，不合理的拆解方法還對環境造成污染	採用無損、環保、無污染的拆解方式，最大程度地利用和回收原電動機的零部件
使用壽命不同	維修只更換故障零部件，其使用壽命短	再製造電動機更換新的繞組、絕緣、軸承，其使用壽命和新製造電動機一致



電動機調速節能

實施條件

➤ 具有變化的情況

- 指風機、水泵在工作運轉時，其輸出的壓力和流量需要經常性調節，以滿足實際需求。
- 調速節能，是通過改變原有傳動電動機的速度，以取代傳統(閘門或檔板)調節，節約節流所損耗的能源。

➤ 調速節能原理

- 調速節能，指為達到同樣工作條件下，調速方法與節流方法所耗能之差值。
- 風機、泵類裝置的流量、壓力和工率都與其轉速有密切關係，關係式如下

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

式中 $Q \rightarrow$ 流量 $H \rightarrow$ 壓力 $P \rightarrow$ 功率 $n \rightarrow$ 轉速

- 調速法式改變主機輸出流量或壓力時，管路特性不發生變化，具有節能特性。

$$\text{節能} = (\text{節流閘的能耗} + \text{主機調速的能耗}) - \text{調速的能耗}$$

由公式可知：當轉速減小時，電動機的能耗將以其三次方的速率下降。如流量要求由100%降到70%，則轉速相應降到70%，壓力降到49%，而電機的功率降到34.3%，即節約電能65.7%，因此變頻調速的節能效果十分顯著。

變頻調速節能技術的適用範圍

- 變頻調速節能技術是根據負載變化的需要，通過改變電機的轉速來實現電機系統的節能。變頻調速節能與高效電機置換節能的原理、方法和適用範圍以及節能效果完全是兩個概念、兩種途徑，兩種方法的對比如下表所示：

比較項目	變頻調速之節能	高效電機置換之節能
適用範圍	負載經常變化	負載相對恒定
控制/運轉方式	負載變化與電機轉速變化有關，因而需要改變電機的轉速	負載變化與電機轉速變化無關，基本不需要改變電機的轉速
效率考核方法	目前變頻電機僅可以測量某運轉點的固定效率	按額定負載點進行測量和考核
節能效果評價方法	按照調速範圍進行評價	按照實際運轉點與額定點參數比較進行評價

- ◆ 變頻器與電動機的匹配一般應遵循以下原則：
 - 電壓匹配，變頻器輸出額定電壓與電動機額定電壓相符；
 - 電流匹配，變頻器額定電流應大於電動機實際運轉最大電流；
 - 變頻器與電動機之間安裝距離較遠時，應適當增大變頻器容量或在變頻器輸出端加裝電抗器。
 - 變頻器應符合國家相關標準。
- ◆ 採用變頻調速節能技術時，變頻調速系統本身會增加整個電機系統的損耗，具體增加約：
 - 1) 變頻器自身的損耗會引起系統損耗增加3~6%；
 - 2) 變頻器供電情況下電機也將增加損耗1~2%，因此系統總損耗將增加4~8%；
 - 3) 同時還要考慮採用變頻器增加的購置成本及增加的維護成本。



變頻器適用範圍和優點

1. 適用於負荷和轉速波動較大的設備上(泵、風機、空氣壓縮機、攪拌機、輸送機械…等)。
2. 不適合用於轉速和負荷固定的設備上(變頻器的自損為2%~4%，應考慮)。
3. 可節電性高(特別是泵和風機系統可節電高達50%以上)。
4. 改裝方便。
5. 維護簡單。
6. 節能性：
使用得當，回收期限很短(例如取代節流裝置等)，關鍵在於調速效率，應選擇效率高、損耗小的調速。
7. 空載時可減少設備震動(減少磨損)。
8. 可靠性高。



變頻調速與其它調速裝置的性能比較

變頻調速在調頻範圍、靜態精度、動態品質、系統效率、完善的保護功能、容易實現自動控制和程序控制等諸方面是以往的變極調速、調壓調速、串級調速、滑差調速和液力耦合器調速等無法比擬的。它是公認的交流電動機最理想最有前途的調速方案，代表今後電氣傳動的發展方向。現將各種調速裝置的性能比較如下：

1. 變極調速

- 原理：在電網頻率不變時，電動機轉速與它的極數成反比，當極數變化時，電動機轉速也發生變化。
- 優點：轉差率小，轉差損耗少，使用維護簡單方便。
- 缺點：有級調速，不能平滑調速，而且級差較大。
- 用途：適用於不要求平滑、連續和頻繁調速的鼠籠型非同步電動機場合。

2. 串級調速

- 原理：通過在繞線式非同步電動機的轉子電路中串入一個與轉子電動勢頻率相同、相位相反的附加電動勢。通過改變轉差率來調節繞線式非同步電動機轉速的一種調節方式，串級調速裝置可將轉差功率轉化為機械能加到負載。
- 優點：效率較高，節能效果較好；調速裝置的容量與調速範圍成正比，範圍小時裝置容量也小，成本較低。
- 缺點：可控矽串級調速功率因數低，產生高次諧波，對電網有影響。
- 用途：適用於調速範圍不大（70%~95%）的繞線式非同步電動機的場合。

3. 定子調壓調速

- 原理：它通過改變加在非同步電動機定子端的電壓，使電動機的機械特性發生變化，電動機的轉差率發生變化，其轉速也將改變。
- 優點：線路簡單，運轉比較可靠；調壓裝置體積小；使用維護較簡單；便於自動控制及遠程操作。
- 缺點：低速時轉差功率損耗大，效率低；調速特性軟；產生高次諧波，對電網有影響污染，對電機有影響。
- 適用：大容量繞線式非同步電動機的場合。

4. 液力耦合器又稱液力聯軸器

- 原理：油在泵輪（電動機側）和渦輪（負載側）中的循環流動，泵輪將輸入的機械能轉化為油的動能和勢能，而渦輪則將油的動能和勢能轉換為輸出的機械能實現功率的傳遞，通過勺管調節油的循環量來調節渦輪的轉速。
- 優點：功率適應範圍大，可以滿足從幾十至幾千乃至上萬千瓦的不同功率的需要；結構較簡單，改造投資不算太大；可空載起動，不產生高次諧波，對電網無影響；調速範圍為20%~97%，可以隔離電動機和泵的振動，緩和衝擊。
- 缺點：有滑差損失，屬低效調速裝置；滑差功率損耗變為油的熱量使油溫升高，需要冷卻設備；低速、小功率的液力耦合器造價較高；且效率低，效率與轉差成反比；液力耦合器達不到電機額定轉速；調速精度差，穩定性差。
- 適用：大功率、高轉速的鼠籠式轉子非同步電動機的場合。



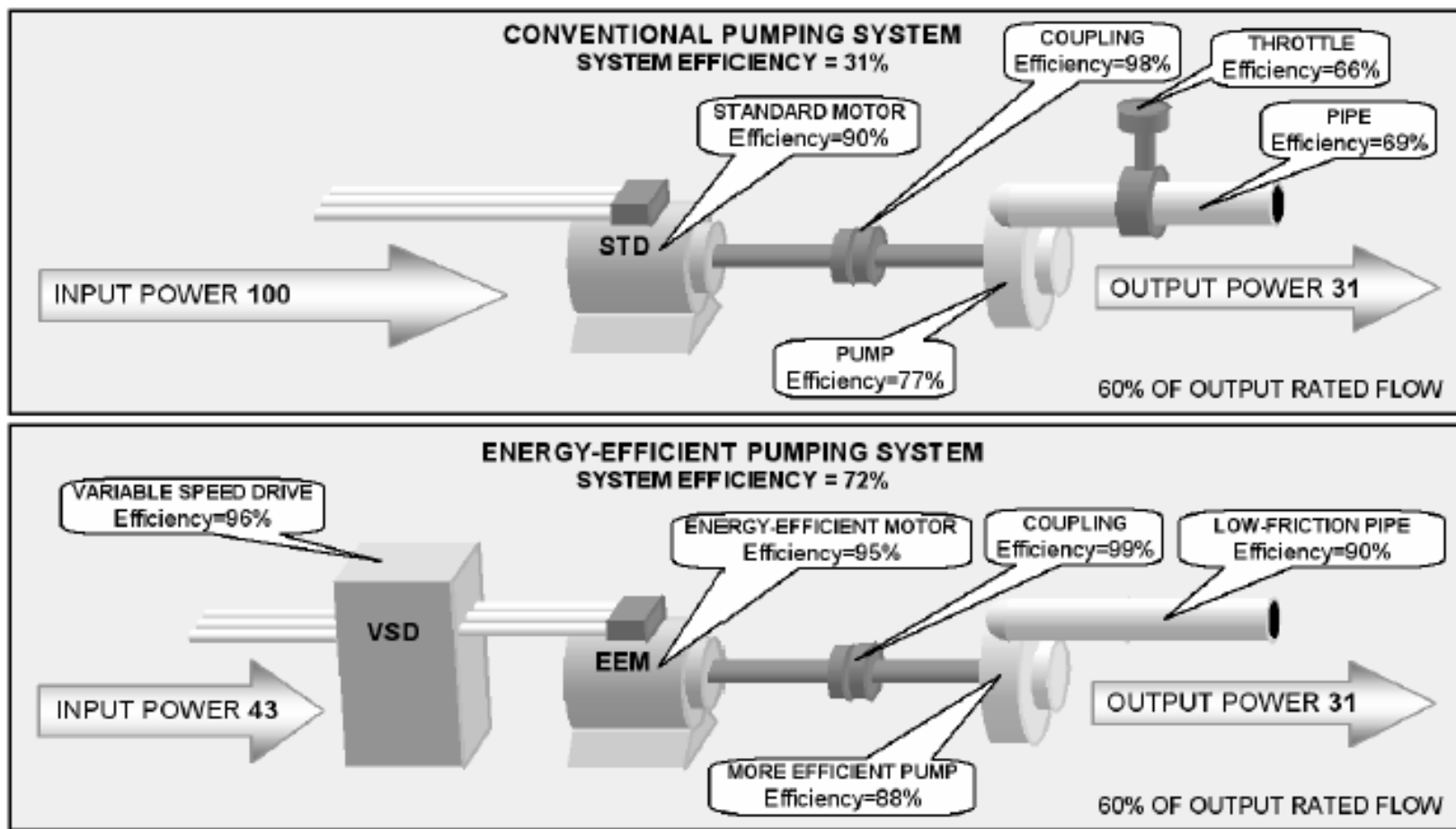
常用非同步電動機調速方式比較

性能	液力耦合器(液力聯軸器)	內饋調速	變頻調速
調速原理	損耗功率控制	轉子控制 ，改變電磁功率	定子控制 ，改變電磁功率
可靠性	停車；不安全	低壓控制 ；可靠性高	高壓控制 ；可靠性較高
調速範圍	較高	大；可根據需求設計	大
調速精度	低	高	很高
反應速度	慢	快	很快
效率與節能	技術要求較低	系統90%	系統95%
額定功率因數	小	較高(0.9)	較高(0.95)
諧波	國產低(大陸)；進口較高	最小； 無須諧波	較大； 可能需要諧波
故障處理	較高(0.8~0.85)	轉全速；旁路調速控制	停機；旁路變頻器重新自動
自動	損耗功率控制；損耗大	電流2.0~3.0；轉矩1.0~1.8	電流0.5~1.0；轉矩0.2~0.8
備註		調速範圍不是很大的場所。 特別適合於大功率風機、水泵類負載的調速	適用於負荷和轉速波動較大的設備上



泵系統節能技術

電機泵送系統的效率



資料來源：ISR - 科英布拉大學



水泵用電系統的構成

- 工廠企業的水泵大都用電動機來拖動。它的運轉方式除了單機之外，有時為了增加供水能力，可採用聯合運轉（串聯或並聯）。為了便於對水泵用電狀況進行分析，這裡從單機的電能平衡出發，綜合提高整個泵站的經濟運轉水準。因此其用電系統可用能源串聯圖來表示，見下圖，其中，元件1 是電動機，元件2 是聯軸器，元件3 是水泵。



因此，水泵的總電能利用效率 η 為：

$$\eta = \frac{W_{yx}}{W_{gg}} \times 100\%$$

式中：

W_{yx} —用電系統的有效電能，kWh；

W_{gg} —用電系統的供給電能，kWh。

η 的另一種運算式為：

$$\eta = \eta_d \times \eta_l \times \eta_s$$

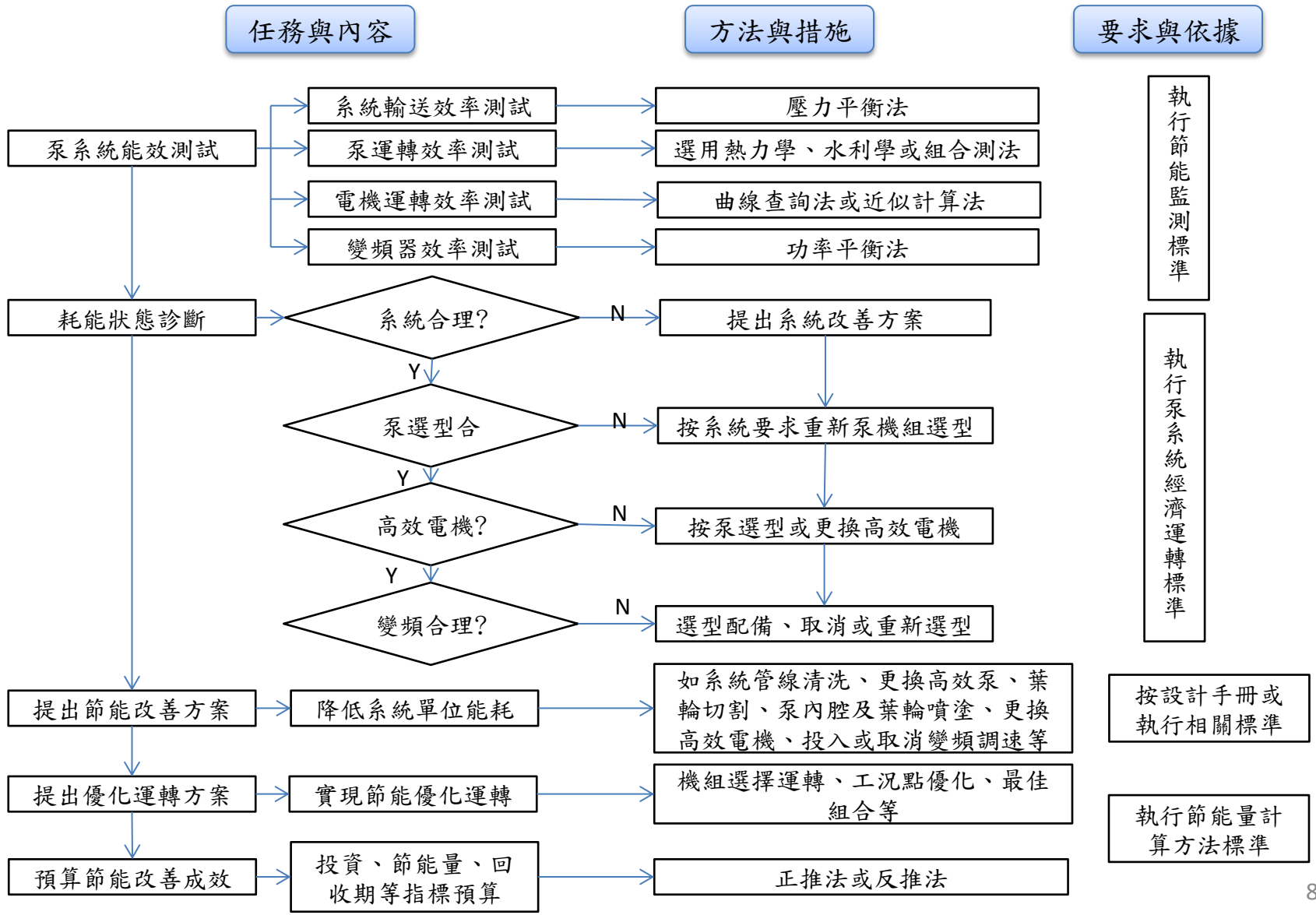
式中：

η_d —電動機的電能利用率即電動機的效率；

η_l —聯軸器的電能利用率即傳動效率；

η_s —水泵的電能利用率即效率。

泵系統電平衡綜合測試診斷過程圖





水泵現場電能效率的測試

- 水泵在某段時間的有效電能是水泵的有效電功率平均值與時間的乘積。在現場測試過程中，水泵的有效電功率隨著水泵的工況變化而變化，通常採用**暫態有效功率**來計算水泵的電能利用率。
- 為正確反映某台水泵電能利用情況，當水泵的工況**變化較大**，應分別測量**負荷最大時、負荷最小時及一般常用工況**下的電能利用率。
- 水泵用電系統中的電動機、聯軸器等電能利用率或效率相對穩定，並且其能耗占整個能耗比重較小，對於整個用電系統而言，應注意力集中到水泵本機的效率測試中，即 η_s 的測定。
- **全關揚程比值**
全關揚程比值=全關揚程值/額定揚程，它和節流時是否可以節能有很大的關係。
一般常用泵浦公式

$$\text{BHP} = Q \times H \times r / 4.56 \eta$$

式中

BHP=軸馬力 (hp)

Q=流量 (M³/min)

H=揚程 (m)

r=比重

η = 泵浦效率



離心式水泵的基本參數

1. 流量

單位時間通過水泵的液體體積成為水泵的體積流量，用符合 Q 表示，常用單位米³/秒（m³/s），升/秒（l/s），米³/時（m³/h）。

2. 揚程

單位重量液體通過泵的葉輪後所獲得的能量增加值定義為泵的揚程，用符號 H 表示，單位米液柱，當輸送的介質是水時則為米水柱（mH₂O）。根據流體力學的伯努利方程式，在不考慮損失的情況下，揚程的計算式如下：

$$H = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} \times 10^6 + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + Z_2 - Z_1$$

式中： P_1, P_2 —水泵進出口的壓力，MPa；

V_1, V_2 —水泵進出口的流速，m/s；

Z_1, Z_2 —水泵進出口壓力錶安裝位置的高度，m；

γ —介質的比重；

g —重力加速度；

H —水泵揚程；

當進口是真空時，進口壓力採用真空表，則計算公式為：

$$H = \frac{P_1 - P_0}{\gamma} \times 10^6 + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + Z_2 - Z_1$$

式中： P_0 —真空表度數，Mpa。

3. 轉速

水泵軸每分鐘轉動的次數，用符號 n 表示，單位轉/分（rpm）。

4. 有效功率，軸功率

單位時間內液體經過水泵後獲得的總能量稱為有效功率，用符合 N_e 表示，單位千瓦（kW）。

$$N_e = \frac{\gamma H Q}{1000}$$

式中： H 的單位為mH₂O， Q 的單位為m³/s。

液體通過水泵時有容積損失，流動損失和機械損失，因此，由原動機輸入水泵的功率總要大於有效功率，這個功率稱為軸功率，用符號 N 表示，單位千瓦（kW）。

5. 水泵的效率

有效功率與軸功率之比稱為水泵的效率 η_s 。

$$\eta_s = \frac{N_e}{N} \times 100\%$$



泵浦的使用功率計算

1. 泵浦的水馬力(WHP)

泵浦的水馬力(又稱理論馬力、水功率或流體功率)，主要是表示泵浦欲推動液體流動所須作的有效功率，一般是與泵浦的流量(出水量)、總揚程，以及該液體的密度與重力加速度有關，下式所示為其所用之計算式：

$$\text{水馬力(WHP)} = \rho (\text{kg/m}^3) \times g (\text{m/s}^2) \times H(\text{m}) \times Q(\text{m}^3/\text{s}) \cdots \text{單位為W(瓦特)}$$

其中：

$\rho (\text{kg/m}^3)$ 表示所欲推動液體的密度($1\text{g/cm}^3 = 1000\text{kg/m}^3$)。

$g(\text{m/s}^2)$ 表示重力加速度。

$H(\text{m})$ 表示泵浦的總揚程。

$Q(\text{m}^3/\text{s})$ 表示泵浦的流量(cms)。

將上述公式簡化，其簡化方程式如下：

$$\begin{aligned} \text{水馬力(WHP, kW)} &= \rho (\text{kg/m}^3) \times g (\text{m/s}^2) \times H(\text{m}) \times Q(\text{m}^3/\text{s}) \\ &= \frac{\gamma \times 9.81 \times H(\text{m}) \times Q(\text{m}^3/\text{min})}{1000 \times 60} = 0.163 \times \gamma \times H(\text{m}) \times Q(\text{m}^3/\text{min}) \end{aligned}$$

其中： γ 表示所欲推動液體的比重。 $H(\text{m})$ 表示泵浦的總揚程。 $Q(\text{m}^3/\text{min})$ 表示泵浦的流量(cmm)。

2. 泵浦的軸馬力(BHP)

泵浦的軸馬力(又稱軸功率)，主要是表示為提供泵浦運作之水馬力，於泵浦的軸端所施加之功率，一般是與泵浦的水馬力與泵浦本體的效率有關，下式所示為軸馬力所用之計算式：

$$\text{軸馬力(BHP, kW)} = \frac{\text{泵浦水馬力(WHP)}}{\text{泵浦本體的效率}(\eta_p)}$$

3. 泵浦的馬達輸入功率(Pin)

泵浦的馬達輸入功率，主要就代表著此泵浦在運作時所須消耗的總功率，而此功率是與幫浦的本體效率、馬達的本體效率，以及連結傳動效率有關，下式所示為其所用之計算式：

$$\text{馬達輸入功率(Pin)} = \frac{\text{泵浦水馬力(WHP)}}{\eta_p \times \eta_m \times \eta_t} = \frac{\text{泵浦軸馬力(BHP)}}{\eta_m \times \eta_t}$$

其中： η_p 表泵浦本體效率； η_m 表馬達本體效率； η_t 表連結傳動效率。



降低能源成本，提高系統性能

任何使用工業泵可以通過節能措施來改善運轉效率，實現與能源相關及額外的效益。

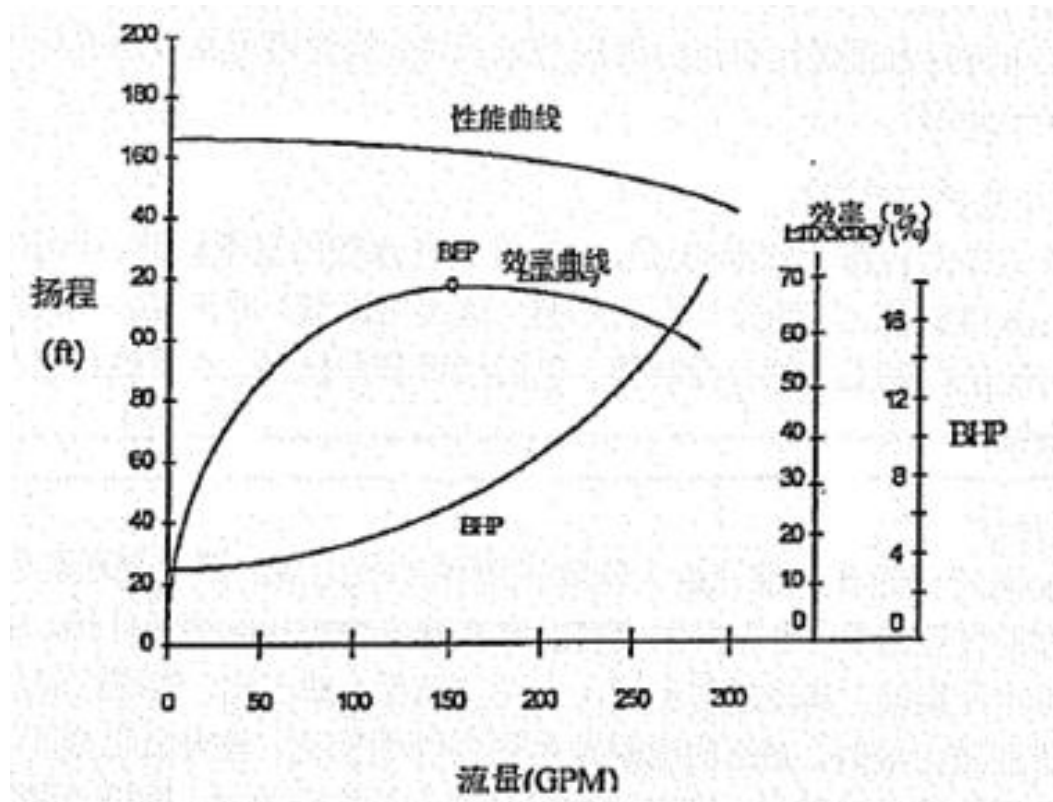
泵系統相關的節能措施可分為兩大類：

- **新系統**，始於選擇最佳的泵並確定正確的尺寸。
- **既設系統**的改善，則需包括確定、重新設計並改造尺寸不當或設計不當的系統。通過這些工作可以使企業同時獲得多項收益：
 - 降低能耗
 - 降低運轉、生產、維護成本
 - 提高生產率
 - 提高產品品質
 - 提高產能利用率
 - 提高系統可靠性
 - 提高對操作人員的安全性



離心式水泵的特性曲線

從有效功率 N_e 公式可知，水泵做功的本領與其流量 Q 及揚程 H 有關。在一定的轉速下，一台水泵的流量 Q 與揚程 H 之間有一個對應關係，可以用 $Q-H$ 曲線表示，這就是水泵的 $Q-H$ 性能曲線圖。一個典型的泵性能曲線如下圖所示。





泵浦使用常見之問題

➤ 泵浦選用規格不當

- 泵浦規格太大會擴大節流閥或旁通迴路的使用；或造成泵浦頻繁性的開關，如此很容易造成能源的浪費。
- 泵浦規格太小，不但容易造成供需上之問題，在持續重載下，易造成能源的浪費。

➤ 泵浦選用常以售價為首要考量，不重視效率狀況

泵浦效率的好壞會影響生產成本，據統計在泵浦的終生使用成本中，有85%是使用在電費的支付上，因此在選購時必須詳加考量。

➤ 搭配不適當的控制方式

旁通迴路與節流閥門控制是流量控制上最常見的兩種控制方式，不過大量的使用此方式容易造成能源上之浪費，應按照系統的需求增設適當的控制如變速控制、並聯控制等。

➤ 泵浦入口配管方式不恰當

吸入口安裝位置錯誤、管路口徑選擇與佈置不當...等等，都是泵浦在安裝上常發現之現象，這對泵浦的系統操作會有相當程度的影響，而且也容易加速泵浦的損壞(如汽蝕對葉片表面的侵蝕)，因此不得不加以注意。

➤ 操作不當與缺乏維護保養

一個良好的泵浦系統，除了需要正確的設計規劃與架設裝配外，正確的操作在泵浦最佳工作區域與日常的維護保養，亦是維護泵浦系統效率非常重要的一個環節，不過就觀察使用者的習性，這也是最常被忽略的一個項目。

➤ 缺乏考量流體特性、用途而選錯或誤用泵浦機型

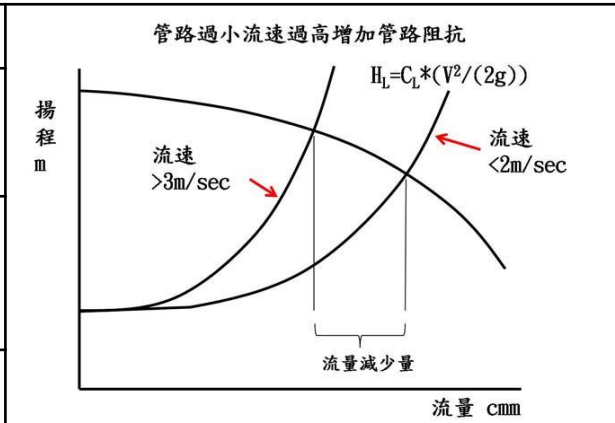
依照流體特性上的不同皆有其適用之泵浦類型，如給水所用之泵浦就不適合運用在污水處理作業，若勉強使用由於污水中存有相當多的雜質，容易導致運轉效率不佳與加速泵浦損壞之現象。



正確選擇泵及泵送系統優化的障礙

過大的泵	過小的泵
通常搭配過大的控制閥和管道。過大的控制閥會因壓降過大而浪費能源，同時也會因此而縮短閥的壽命。	產生氣穴，從而造成振動、過早磨損，導致浪費能源的內漏、密封問題和有可能造成螺栓鬆動、錯位和管道泄漏。
企圖提供比系統實際需求更高的流量。在離心泵系統中，將壓頭提高到不必要的壓力： 過大的壓力(揚程)×流量＝能源浪費	引起馬達電流過大從而導致耗電量增加。
產生過大的壓力、速度、雜訊、振動、熱以及能源的浪費。	產生不穩定的液壓工況從而引起泵的過度振動、磨損甚至失效。
引起離心泵的內循環。	
這對於正位移泵很少會成為問題，因為它們在低速時仍能保持高效。	

過小的管道	
流量被限制。	需要更大的泵，浪費能源。
需要更大的泵，這將浪費能源。	
小管徑管道比大管徑管道成本低。	承包商通過以較小的管道來投標可以降低初期成本，但這會在日後的運轉中消耗更多的能源。
進口處吸力差。	導致潛在的泵的修理、停機和停產。



泵浦系統的節能作法

1. 能源浪費狀態的掌握

- 定期、維修、檢查與驗證能效量測
- 多台機組是否同時在部分負載下運轉

2. 維持應有高效率的運轉狀態

- 選型不當，管道設計、安裝不合理，維護檢修不良，管理不善以及設備陳舊等原因，造成泵效率的降低。
- 如經過重新選型、葉型改造、多級泵抽級、切割葉輪、轉速調節等方式進行改善，一般能節電20%~30%。
- 低效水泵改善主要從提高水泵的運轉效率和減少節流損失著手，達到經濟運轉。

3. 配管面的改善

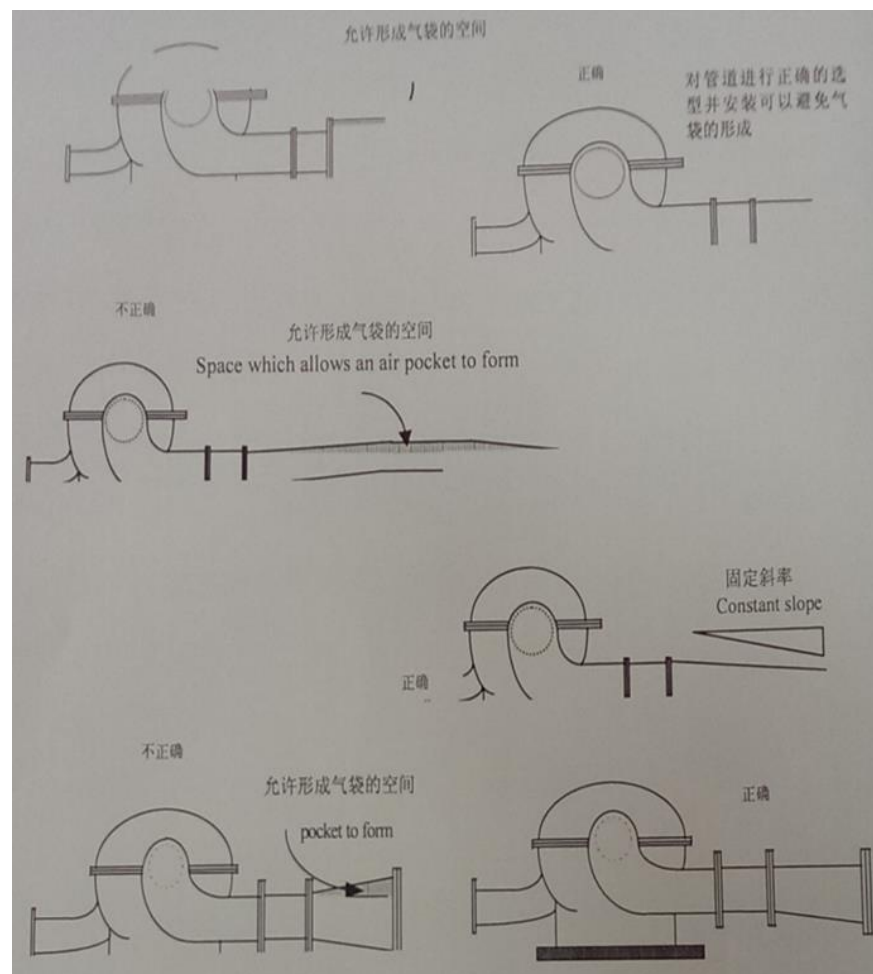
配管的設計或施工不良問題

4. 系統面的改善

- 採用高效率泵浦
- 確認運轉在高效率區

5. 節能管理的運用

- 管理密封環間隙
- 定期紀錄統計耗能與分析
- 運轉值比對





泵和風機相關的管路配置問題

管道配置優化原則

優化泵和風機系統管道配置有兩個原則：

1. 在泵和風機的上游建立均勻的流場分佈，在泵和風機的進口處應當採取直管段。如果在泵和風機的上游由於空間限制必需採用彎頭，那麼應當選取長徑彎頭。在某些情況下，流體介質要配置導流裝置，諸如折流板或者轉動葉片，來對流場進行優化。但是必須注意保證導流裝置的壓力降不會產生氣蝕。
2. 選型時應當保證泵和風機入口管道具有足夠大的尺寸以盡可能的減小流體動力摩擦損失，建議入口流速不超過5ft/s。最大限度減小泵和風機進口側壓頭損失以降低產生氣蝕的風險。
 - 管道或者管道附件之間的過渡部件及接頭應當盡可能保持平滑，以免毛刺或者校準問題造成流動破壞。
 - 靠近泵和風機入口和出口的管道系統應當進行正確地支撐。許多泵、風機/電機問題是由於管道的反作用引起的，該作用將泵和風機推出對中校準位置。例如，當安裝泵和風機時，連接管道系統很少完好的與泵匹配；管道連接需要一定的機械校正。如果管道系統被推動離開安裝位置太遠，將能夠強迫泵和風機及電機離開校準位置，造成過度的泵和風機殼體應力。
 - 通過對泵和風機附近的管道系統進行正確的支撐，管道的反作用力由管道吊裝架承受而非泵和風機本身。同樣，對泵和風機附近的管道系統進行正確的支撐可以加固系統，並且能夠降低系統的振動。



泵系統的改善可以帶來的節能機會

➤ 美國能源部出版的一份報告中提到對泵系統的改造可以帶來的節能機會。包括：

- 1) 降低泵的速度
- 2) 泵的尺吋與負荷匹配
- 3) 降低系統總體要求衡

措施		系統能耗節約的潛力 (%)
1	流程優化	25~30%
2	優化物流	16%
3	製程鏈整合	30%
4	開發新產品	10~40%
5	向最佳做法看齊	15%

➤ 泵浦系統效率比較例

高效率泵浦系統	一般泵浦系統
1) 馬達成本與實體方面：94%	1) 一般馬達效率：90%
2) 配合變速傳動(VSD)效率：90%	2) 節流閥效率：70%
3) 一般聯軸器效率：98%	3) 一般聯軸器效率：98%
4) 高效率泵浦設計效率：80%	4) 一般泵浦設計效率：68%
※系統整體效率：66%	※系統整體效率：42%



泵浦效率對能源使用的影響例

有兩台直結式水泵(水比重為1)欲作選擇，其泵浦的規格資料說明如下：

A泵浦：流量 $6\text{m}^3/\text{min}$ ；揚程 50m ；泵浦本體效率 85% ；馬達為額定輸出 $100\text{Hp}/4\text{P}$ ，滿載效率為 93.6% 的高效率馬達。

B泵浦：流量 $6\text{m}^3/\text{min}$ ；揚程 50m ；泵浦本體效率 75% ；馬達為額定輸出 $100\text{Hp}/4\text{P}$ ，滿載效率為 89.0% 的一般馬達。

A泵浦：

$$\text{水馬力(WHP)} = 0.163 \times 1 \times 50 \times 6 = 48.9 \text{ (kW)}。$$

$$\text{軸馬力(BHP)} = 48.9 \div 0.85 = 57.53 \text{ (kW)}。$$

以馬達額定輸出 $100\text{Hp}(75 \text{ kW})$ 來看此時負載率為 $57.53 \div 75 \times 100\% = 76.7\%$ 。

以馬達的特性來看，馬達負載率在超過 75% 後，其效率值已趨近於滿載效率。

$$\text{馬達輸入功率(Pin)} = 57.53 \div 0.936 = 61.46 \text{ (kW)}。$$

(註：因泵浦採用直結式連結，所以連結效率目前假設為1)

B泵浦：

$$\text{水馬力(WHP)} = 0.163 \times 1 \times 50 \times 6 = 48.9 \text{ (kW)}。$$

$$\text{軸馬力(BHP)} = 48.9 \div 0.75 = 65.2 \text{ (kW)}。$$

以馬達額定輸出 $100\text{Hp}(75 \text{ kW})$ 來看此時負載率為 $65.2 \div 75 = 86.9\%$ 。

以馬達的特性來看，馬達負載率在超過 75% 後，其效率值已趨近於滿載效率。

$$\text{馬達輸入功率(Pin)} = 65.2 \div 0.89 = 73.26 \text{ (kW)}。$$

(註：因泵浦採用直結式連結，所以連結效率目前假設為1)

由上得知A泵浦與B泵浦在馬達輸入功率(Pin)部分其差額為：

$$\text{馬達輸入功率(Pin)差額} = 73.26 - 61.46 = 11.8 \text{ (kW)}$$

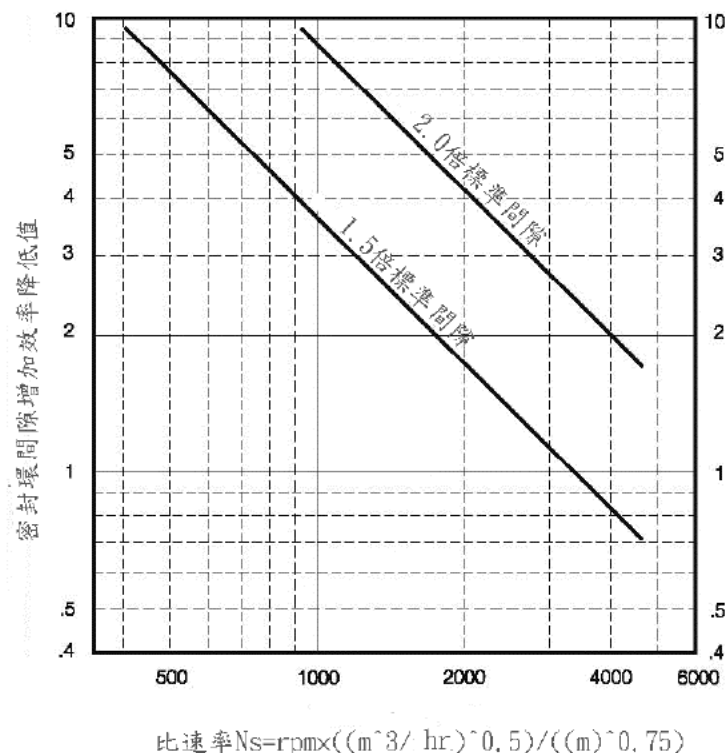
若此欲選泵浦每年將運轉 6000 小時，每度電以 2.1 元計算。

兩者每年所產生的電費差 $11.8(\text{kW}) \times 6000(\text{Hr}) \times 2.1(\text{元/度}) = 148,680(\text{元})$ 。

所以由上述簡例我們可以發現，設備效率越高其所產生的節能效益也就越大。

日本鋼廠泵浦大修管制流程

- 運轉人員發現泵浦供水量降低10%時，通知維護單位優先安排大修。
- 泵浦大修時，更新磨損環的比例高達80%以上。
- 高壓泵磨損環才使用不銹鋼環軟化處理，低壓泵磨損環 ($<10\text{kg/cm}^2$) 一般均使用青銅環。
- 控制單吸泵全關揚程 $<2\%$ 內，雙吸泵全關揚程 $<1\%$ 內。
- 於14年前全廠就已逐漸將碳鋼、銅葉片泵浦改為不銹鋼葉輪泵。
- 高壓泵浦 ($>100\text{kg/cm}^2$) 運轉超過1萬小時，就安排大修，著重在更新磨損環。
- 低壓泵浦運轉每6年或發現流量低於10%時就安排大修，亦著重在更新磨損環。
- 全廠100%均使用不銹鋼葉片泵浦，一般水系統使用30年均沒有問題，鑄鐵泵則每5年更新一次，海水泵每10~15年更新一次。
- 全廠僅加藥泵使用碳鋼葉片加ceramic coating，或FRP葉片。





泵全關揚程與全關電流與效率的關係

	新機值	大修前	大修後	大修前	大修後	要求值
		測試值		差異比例		
全關電流	26.5A	35A	27.5A	32% ↑	4% ↑	100~108%
磨損環gap	0.4mm	0.78mm	0.78mm			
全關揚程	106.6M	100M	100m			98~100%
分析說明	<ol style="list-style-type: none"> 1. 泵浦運轉約20年，水平式雙吸不銹鋼泵浦。 2. 新泵效率83.7%，設計gap0.4mm現況0.78mm，應該予以更新，但為執行。 3. 大修前效損約16%，大修後之電流值變化不大；因未更換磨損環，且是不銹鋼葉片，懷疑大修後之全關電流是否有誤，判斷效損仍存在。 4. 磨損環gap 大於130~150%時，建議予以更新。 					

	新機值	大修前	大修後	大修前	大修後	要求值
		測試值		差異比例		
全關電流	48.6A	64A	53A	37% ↑	13% ↑	100~108%
磨損環gap	0.5mm	1.25mm	0.6mm	250% ↑	120% ↑	> 0.7mm時，建議更新磨損環
全關揚程	96.23M	110M	105m	儀錶故障		98~100%
分析說明	<ol style="list-style-type: none"> 1. 泵浦運轉約20年，水平式雙吸不銹鋼泵浦。 2. 新泵效率78%，設計gap 0.5mm現況1.25mm，大修前效損約18%，大修更新磨損環後，效損減少至6%，更新後效率提升12%。 					



泵浦腐蝕

- 給水泵浦運轉時，吸入處因流動液體局部靜水壓力低於蒸發壓力，使液體蒸發為氣泡，當氣泡隨流體流入壓力較高處，則氣泡將因壓力增大產生急速破裂現象，會造成噪音、振動及侵蝕葉片等問題，稱之為孔蝕現象。
- 影響泵浦性能、效率、流量、壓力。
- 損壞泵浦。



磨損環損壞



葉片損壞



泵浦大修

改善前效率損失：20~30%

改善後效率損失：+4~-3%



製程用水系統節能

改善前

冷卻水循環泵浦規格為 $900\text{M}^3/\text{HR}\times 70\text{M}$ ，一期設備因製程效能提升而停止運轉，冷卻水需求量

減少，以原有泵浦規格運轉屬過量。

改善後

配合泵浦性能曲線，將冷卻水循環泵浦葉輪直徑由 $15\ 3/8''$ 修改至 $15''$ ，以調降泵浦輸出流量，降低運轉用電量。

改善後冷卻水流量符合製程生產需求，電費每度為3元，電壓為 $3,300\text{V}$ ，修改前後後泵浦測量實際運轉電流由 42A 降為 38A 。

節省電力使用量：

$$\sqrt{3}\times(42-38)\text{A}\times 3,300\text{V}/1,000=22.863\text{度}/\text{小時}$$

$$22.863\text{度}/\text{小時}\times 24\text{小時}/\text{日}\times 20\text{日}/\text{月}\times 12\text{月}/\text{年}=131,691\text{度}/\text{年}$$

節能成效：

1. 減少電力用量：131,691度/年

2. 年效益：131,691度/年 \times 3元/度=395,073元/年

3. 估算 CO_2 減排效益：

$$131,691\text{度}/\text{年}\times 0.522\text{公斤}\text{CO}_2 = 68.743\text{公噸}\text{CO}_2/\text{年}$$



製程用水系統節能

改善前

此製程冷卻水為開放系統，冷卻水供給溫度為 17.8°C ，回水溫度 21°C ，溫度差為 3.2°C ，揚程為 56m ，使用點要求壓力大於 $4.1\text{kg}/\text{cm}^2$ ，冷卻水量則為 $1,121.9\text{m}^3/\text{hr}$ ($18,700\text{LPM}$)；

冷卻容量為 $18,700 \times 3.2 \times 60 = 3,590,400\text{kcal}/\text{hr} = 1,187.3\text{RT}$ 。

冷卻水泵額定電壓3相480V，額定電流為106安培，**全部八台幫浦運轉受變頻器控制**，**運轉頻率為 51.4Hz** ，每日總耗電量為 **$10,733\text{kWh}$** 。由於熱交換器的**溫度差 ΔT 只有 3.2°C** ，遠小於原設計值溫度差的 5°C (IN： 18°C 、OUT： 23°C)，由此可知冰水的水量過大；而且幫浦揚程為 54m ，如能將**開放系統改成密閉系統**，則可以充份利用密閉系統的回水壓力減低幫浦的揚程，如此可降低冷卻水的流量，減少管路損失，加大冷卻水的溫度差，進而節省電費。

改善後

將原先水槽移至Fab棟頂樓做製程冷卻水(PCW)系統補水用，並請現場設備人員配合，逐步調整系統壓力，泵提升的揚程由原來的 54m 降至 34m 。泵由原先的**八台運轉減為六台運轉**，**運轉頻率為 48.8Hz** ，每日總耗電量為 **$6,816\text{kWh}$** ，平均流量為 $878.4\text{m}^3/\text{hr}$ ($14,640\text{LPM}$)，冷卻水供給溫度為 18°C ，回水溫度 22°C ，溫度差 ΔT 為 4.0°C ，冷卻容量為 $14,640\text{LPM} \times 4.0 \times 60 = 3,601,440\text{kcal}/\text{hr} = 1,161.9\text{RT}$ ，與原先的 $1,187.3\text{RT}$ 相差了 25.3RT 。假設設備所需的冷卻容量不變，則這 25.3RT 的冷卻容量就平白消耗在管路的磨擦損失、幫浦的發熱及在Fab內輸送時所吸收的熱量等地方。

冷卻水節能改善後節省電費

冷卻水於實施節能改善後，每年可節省的電費為：

$(10,733 - 6,816) \times 365 \times 2.5\text{NTD}/\text{kWh} = 3,574,263\text{元}$ 。



冰水系統泵浦節能案例

1. 該廠依據泵浦耗電量與流量之三次方成正比之理論，將流量減少20%做變頻控制可減少50%耗電量，因此**降低單台流量並以多台運轉來達到分工節能運轉模式**則可達到節能之立竿見影的效果。
2. 該廠並以創新方法新技術之“專利節能模式”運轉，亦即依不同天候條件及空調負載變化需求，各系統自動以「專利節能最佳化方程式」調整做最適化相互匹配，使其運轉處最佳狀態而達到最佳化節能運轉。

➤ 改善前狀況

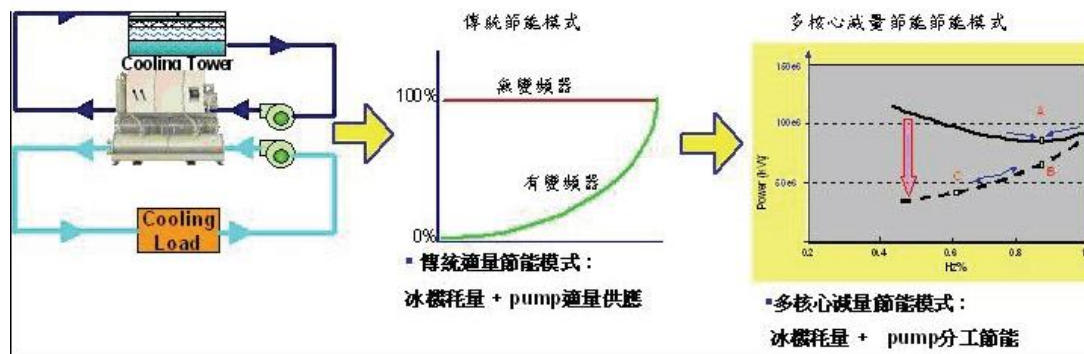
該廠改善前的狀況是：冰水泵、冷卻水泵、冷卻水塔風扇（CHP、CWP、C/T Fan）均是定速運轉。

➤ 改善後狀況

該廠改善手法是將冰水泵、冷卻水泵、冷卻水塔風扇依負載需採多核心減量節能控制，可降低單台流量並以多台運轉以達到分工節能效果。

➤ 成效分析

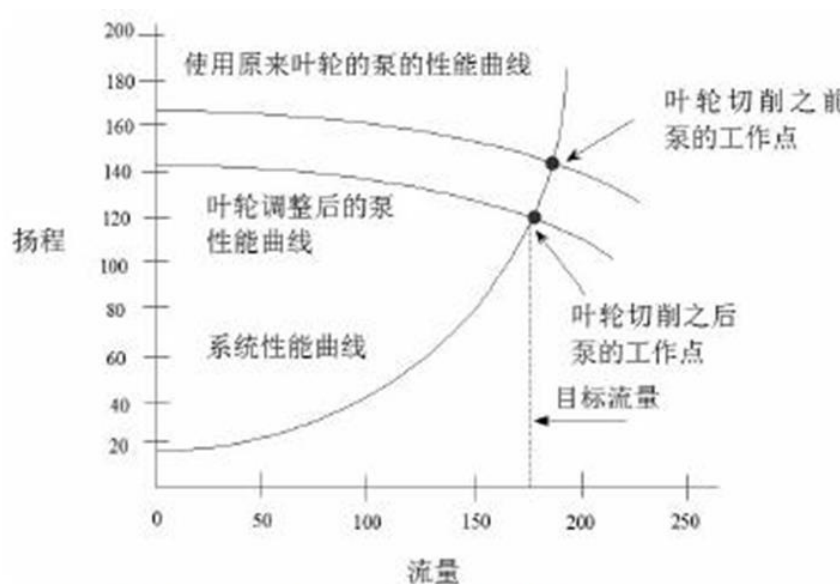
1. 年節省電力=原系統耗能-分工運轉用電= 4,710.7(仟度/年)。
2. 年節省金額= 9,567 (仟元/年)。



泵浦改造物件特點

理論上，對所有在運轉的泵及泵系統做一次運轉狀況檢測和能耗評估都很有必要，尤其是對現有的泵組或系統存在以下一類或多類情況，進行能耗情況評估和改造而產生的節能效益將尤為顯著：

- 運轉10年以上
- 頻繁故障
- 效率低下
- 能耗巨大
- 水力性能下降
- 系統消耗水量增加或減小
- 需優化操作模式
- 泵需變工況運轉



$$Q_2 = \frac{D_2}{D_1} Q_1 \quad H_2 = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 H_1 \quad BHP_2 = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 BHP_1$$

在節能改造實踐中，發現在下面的有關泵組及系統中實施節能改造，可獲得相當可觀的節能經濟效益，通常可達節能率20~30%甚至更多，投入的改造成本回收週期通常小於3年。

- 空調系統的冷卻水和冷凍水循環泵及系統
- 供熱系統的熱水循環泵
- 生產/生活供水系統
- 工業冷卻循環泵及系統
- 市政供水主管增壓泵系統



清水離心泵機組能效限定值與節能評價值 (GB 19762-2007)



清水離心泵機組能效限定值與節能評價值(GB 19762-2007)

■ 泵效率

➢ 泵效率為泵輸出功率與軸功率之比的百分數。按式(1)計算：

$$\eta = \frac{P_u}{P_a} \times 100\% \dots\dots\dots (1)$$

式中：

η ：泵效率，%；

P_u ：泵輸出功率(有效功率)，單位為千瓦(kW)；

P_a ：泵軸功率(輸入功率)，單位為千瓦(kW)。

➢ 泵輸出功率按式(2)計算：

$$P_u = \rho \times g \times Q \times H \times 10^{-3} \dots\dots\dots (2)$$

式中：

ρ ：密度，單位為千克每立方米(kg/m³)；

g ：重力加速度， $g=9.81 \text{ m/s}^2$ ；

Q ：流量，單位為立方米每秒(m³/s)；

H ：揚程，單位為米(m)。

■ 泵能效限定值

➢ 當流量在5m³/h~10,000m³/h範圍內，泵能效限定值 η_1 按表1確定。計算方法示例見附錄A。

➢ 當流量大於10,000m³/h，單級單吸清水離心泵能效限定值 η_1 為87%。單級雙吸清水離心泵能效限定值為86%。

■ 泵目標能效限定值

➢ 當流量在5m³/h~10,000m³/h、比轉速在20~300範圍內，泵目標能效限定值 η_2 確定如下：單級清水離心泵從圖1曲線“目標限定值”中直接讀取或按表2“目標限定值”樣查取 η_2 ；多級清水離心泵從圖2曲線“目標限定值”中直接讀取或按表3“目標限定值”樣查取 η_2 ；如果比轉速在20~120、210~300範圍內，其目標限定值 η_2 應分別按圖3、圖4或表4的規定進行修正。計算方法示例見附錄B。

➢ 當流量大於10,000m³/h，泵效率的目標能效限定值 η_2 為88%。

➢ 3 泵目標限定值 η_2 在本標準實施之日3年後開師實施，並替代本標準第6章中泵能效規定值 η_1 。

■ 泵節能評價值

➢ 當流量在5m³/h~10,000m³/h範圍內，泵節能評價值 η_3 按表1確定。計算方法示例見附錄A。

➢ 當流量大於10,000m³/h，泵效率的節能評價值 η_3 為90%。



清水離心泵機組能效限定值與節能評價值(GB 19762-2007)

表1 泵能效限定值及節能評價值

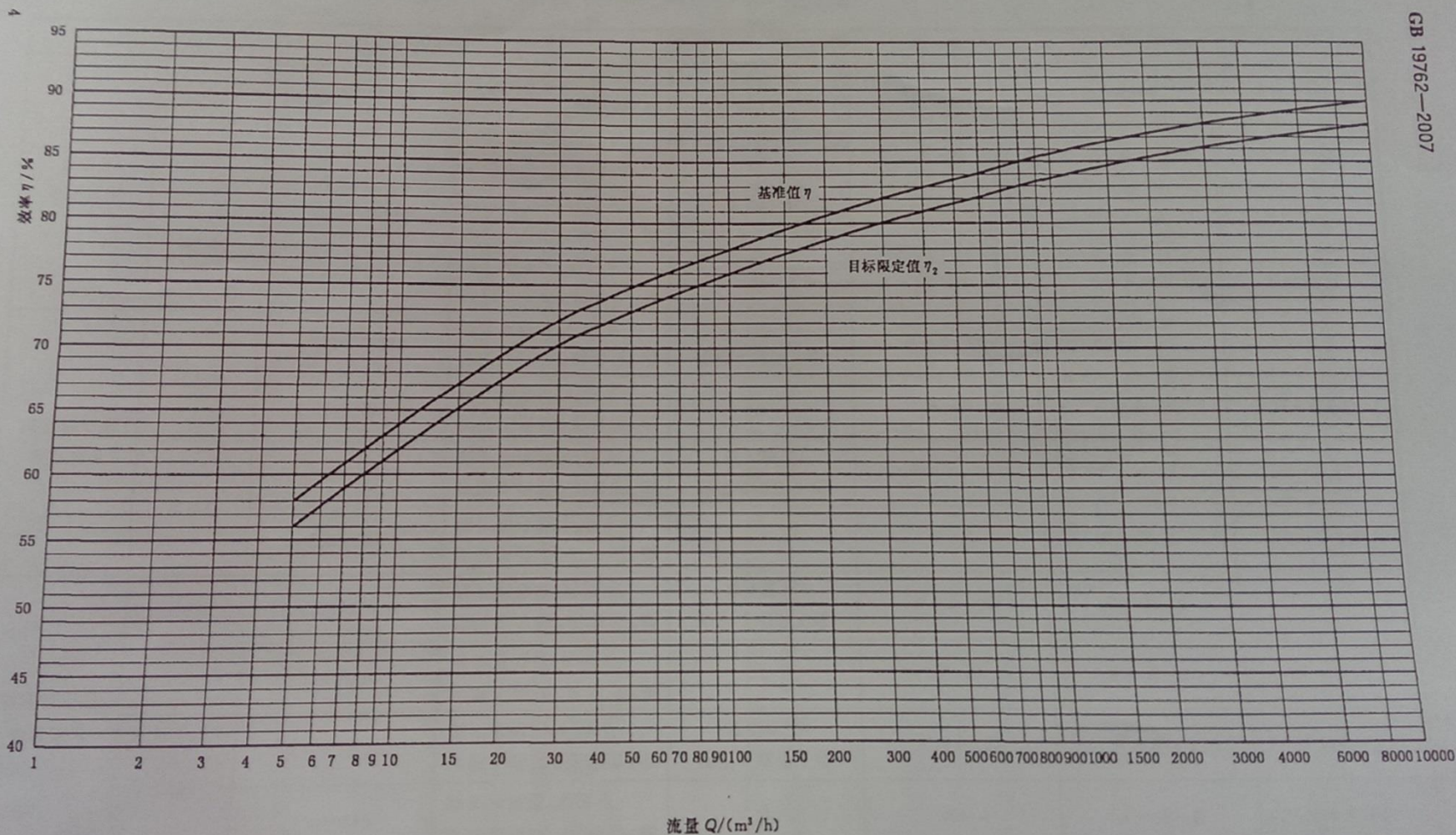
泵類型	流量Q m ³ /h	比轉速n _s	未修正效率值 η/%	效率修正值 Δη/%	泵規定點效率值 η ₀ %	泵能效限定值 η ₂ %	泵節能評價值 η ₃ %
單級 單吸 清水 離心泵	≤300	120~210	按圖1曲線“基準值”或按表2“基準值”樣查η	0	η ₀ =η	η ₂ =η ₀ -2	η ₃ =η ₀ +2
		<120、>210	按圖1曲線“基準值”或按表2“基準值”樣查η	按表4查Δη	η ₀ =η-Δη	η ₂ =η ₀ -2	η ₃ =η ₀ +2
	>300	120~210	按圖1曲線“基準值”或按表2“基準值”樣查η	0	η ₀ =η	η ₂ =η ₀ -2	η ₃ =η ₀ +1
		<120、>210	按圖1曲線“基準值”或按表2“基準值”樣查η	按表4查Δη	η ₀ =η-Δη	η ₂ =η ₀ -2	η ₃ =η ₀ +1
單級 雙吸 清水 離心泵	≤600	120~210	按圖1曲線“基準值”或按表2“基準值”樣查η	0	η ₀ =η	η ₂ =η ₀ -2	η ₃ =η ₀ +2
		<120、>210	按圖1曲線“基準值”或按表2“基準值”樣查η	按表4查Δη	η ₀ =η-Δη	η ₂ =η ₀ -2	η ₃ =η ₀ +2
	>600	120~210	按圖1曲線“基準值”或按表2“基準值”樣查η	0	η ₀ =η	η ₂ =η ₀ -2	η ₃ =η ₀ +1
		<120、>210	按圖1曲線“基準值”或按表2“基準值”樣查η	按表4查Δη	η ₀ =η-Δη	η ₂ =η ₀ -2	η ₃ =η ₀ +1
多級 清水 離心泵	≤100	120~210	按圖1曲線“基準值”或按表3“基準值”樣查η	0	η ₀ =η	η ₂ =η ₀ -2	η ₃ =η ₀ +2
		<120、>210	按圖1曲線“基準值”或按表3“基準值”樣查η	按表4查Δη	η ₀ =η-Δη	η ₂ =η ₀ -2	η ₃ =η ₀ +2
	>100	120~210	按圖1曲線“基準值”或按表3“基準值”樣查η	0	η ₀ =η	η ₂ =η ₀ -2	η ₃ =η ₀ +1
		<120、>210	按圖1曲線“基準值”或按表3“基準值”樣查η	按表4查Δη	η ₀ =η-Δη	η ₂ =η ₀ -2	η ₃ =η ₀ +1

備註：基準值為當前泵行業較好的產品效率平均值。



清水離心泵機組能效限定值與節能評價值(GB 19762-2007)

圖1 單級清水離心泵效率

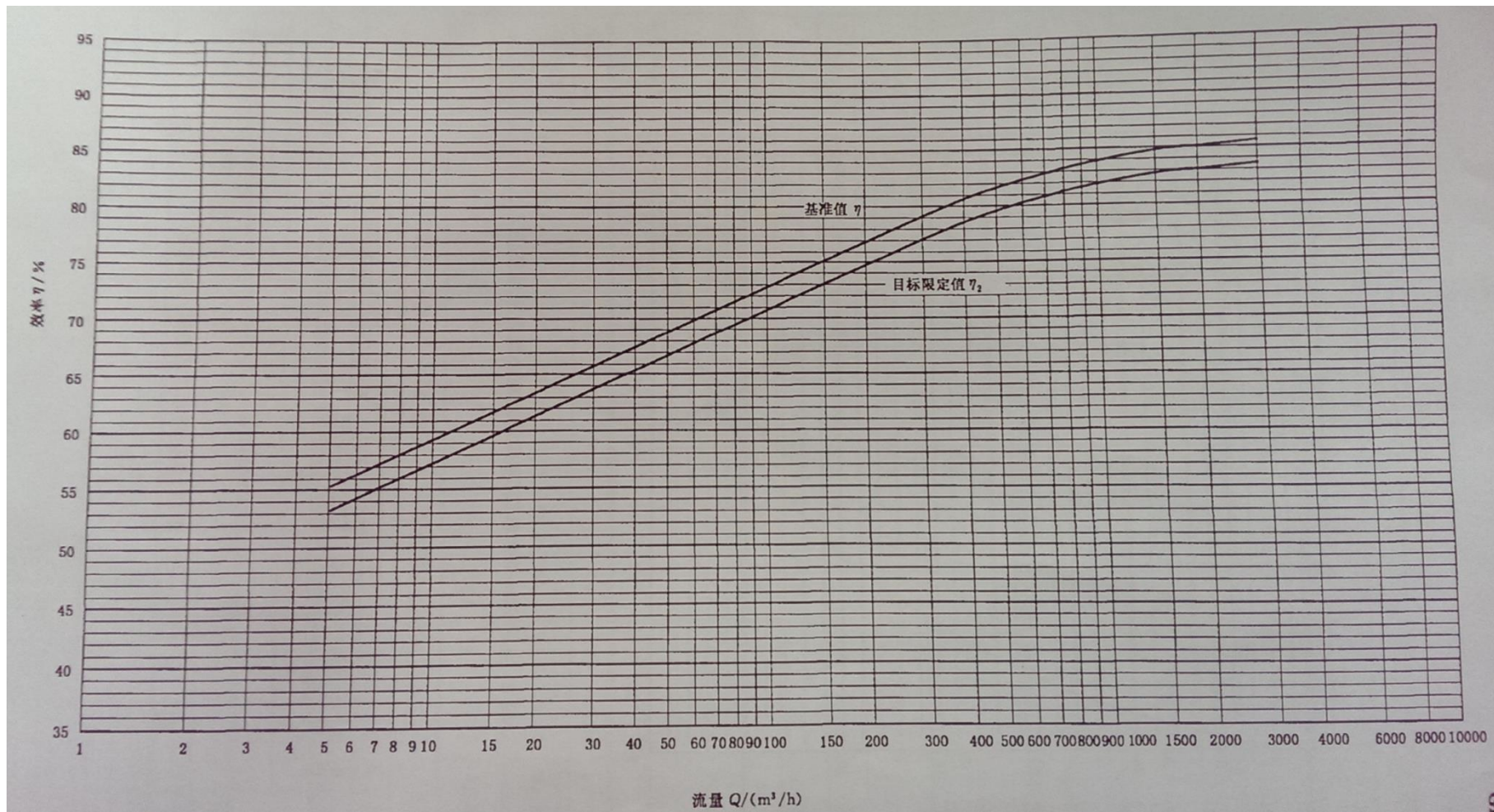


注：對於單級雙吸離心水泵，圖中流量是指全流量值。



清水離心泵機組能效限定值與節能評價值(GB 19762-2007)

圖2 多級清水離心泵效率





清水離心泵機組能效限定值與節能評價值(GB 19762-2007)

圖3 $n_s=20\sim 120$ 單級、多級清水離心泵效率修正值

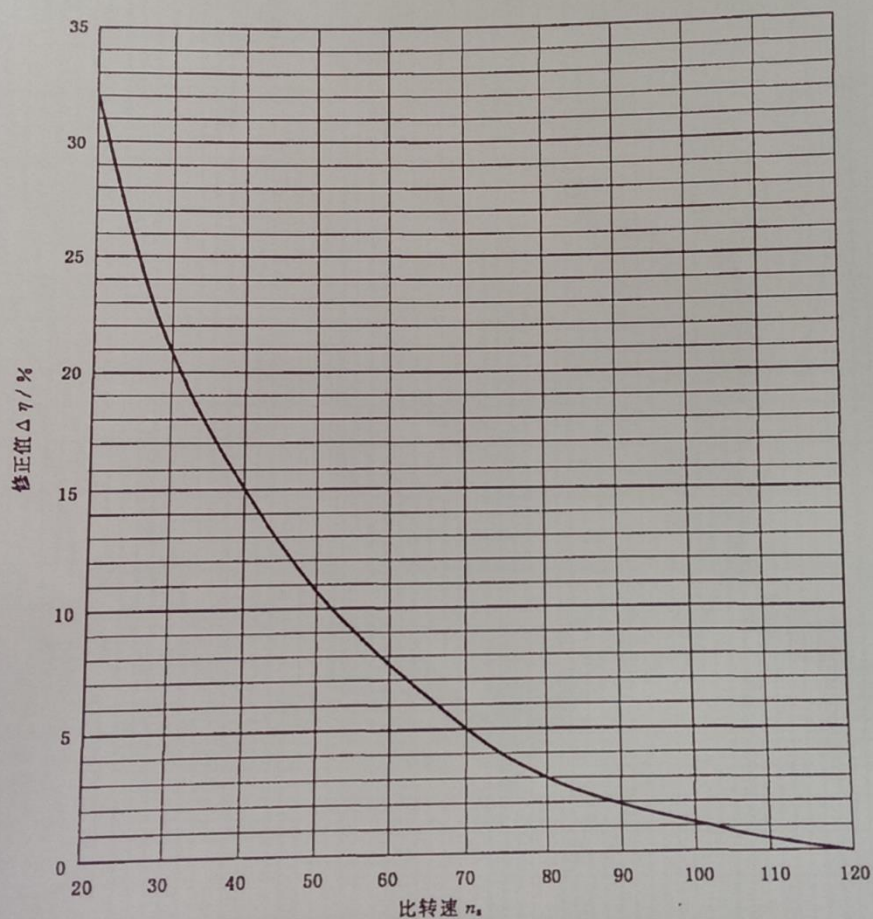
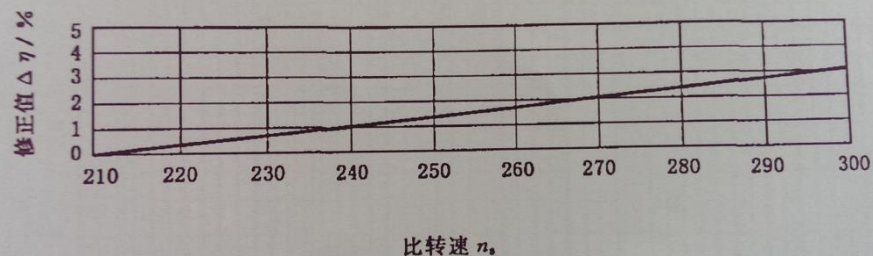


圖4 $n_s=210\sim 300$ 單級、多級清水離心泵效率修正值





清水離心泵機組能效限定值與節能評價值(GB 19762-2007)

表2 單級清水離心泵效率

Q/(m ³ /h)	5	10	15	20	25	30	40	50	60	70	80
基準值 η /%	58.0	64.0	67.2	69.4	70.9	72.0	73.8	74.9	75.8	76.5	77.0
目標限定值 η /%	56.0	62.0	65.2	67.4	68.9	70.0	71.8	72.9	73.8	74.5	75.0
Q/(m ³ /h)	90	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900
基準值 η /%	77.6	78.0	79.8	80.8	82.0	83.0	83.7	84.2	84.7	85.0	85.3
目標限定值 η /%	75.6	76.0	77.8	78.8	80.0	81.0	81.7	82.2	82.7	83.0	83.3
Q/(m ³ /h)	1000	1500	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000
基準值 η /%	85.7	86.6	87.2	88.0	88.6	89.0	89.2	89.5	89.7	89.9	90.0
目標限定值 η /%	83.7	84.6	85.2	86.0	86.6	87.0	87.2	87.5	87.7	87.9	88.0
備註：表中單級雙吸離心泵的流量是指全流量值											



清水離心泵機組能效限定值與節能評價值(GB 19762-2007)

表3 多級清水離心泵效率

Q/(m ³ /h)	5	10	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90	100
基準值 η /%	55.4	59.4	61.8	63.5	64.8	65.9	67.5	68.9	69.9	70.9	71.5	72.3	72.9
目標限定值 η /%	53.4	57.4	59.8	61.5	62.8	63.9	65.5	66.9	67.9	68.9	69.5	70.3	70.9
Q/(m ³ /h)	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500	2000	3000
基準值 η /%	75.3	76.9	79.2	80.6	81.5	82.2	82.8	83.1	83.5	83.9	84.8	85.1	85.5
目標限定值 η /%	73.3	74.9	77.2	78.6	79.5	80.2	80.8	81.1	81.5	81.9	82.8	83.1	83.5

表4 $n_s=20\sim 300$ 單級、多級清水離心泵效率修正值

n_s	20	25	30	35	40	50	55	60	65	70	75	80	85
η /%	32	25.5	20.6	17.3	14.7	12.5	10.5	9.0	7.5	6.0	5.0	4.0	3.2
n_s	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
η /%	2.0	1.5	1.0	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0
n_s	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300			
η /%	0	0.3	0.7	1.0	1.3	1.7	1.9	2.2	2.7	3.0			

清水離心泵機組能效限定值與節能評價值(GB 19762-2007)

附錄A(資料性附錄)

泵能效限定值及節能評價值計算方法

某單級雙吸清水離心泵規定點性能： $Q = 800\text{m}^3/\text{h}$ ， $H = 12\text{m}$ ， $n = 1470\text{r}/\text{min}$ ，求其能效限定值 η_1 集節能評價值 η_2 。

A.1 按式(A.1)計算泵的比轉速 n_s

$$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots (A.1)$$

式中：

Q ：流量，單位為立方米每秒(m^3/s) (雙吸泵計算流量時取 $Q/2$)。

H ：揚程，單位為米(多級泵計算取單級揚程)。

n_s ：轉速，單位為轉每分(r/min)。

數據帶入式(A.1)得

$$n_s = \frac{3.65n\sqrt{\frac{Q}{2}}}{H^{3/4}} = \frac{3.65 \times 1470 \times \sqrt{\frac{800}{2 \times 3600}}}{12^{3/4}} = 277.4$$

A.2 查取未修正效率值 η

查圖1曲線“基準值”或表2“基準值”樣，當 $Q=800\text{m}^3/\text{h}$ 時， $\eta=85\%$ 。

A.3 確定效率修正值 $\Delta\eta$

查圖4或表4，當 $n_s=277.4$ 時， $\Delta\eta=2.1\%$ 。

A.4 計算泵規定點效率值 η_0

$\eta_0 = \eta - \Delta\eta = 85\% - 2.1\% = 82.9\%$ 。

A.5 計算能效效率值 η_1

$\eta_1 = \eta_0 - 4\% = 82.9\% - 4\% = 78.9\%$ 。

A.3 計算節能評價值 η_2

$\eta_2 = \eta_0 + 1\% = 82.9\% + 1\% = 83.9\%$ 。



清水離心泵機組能效限定值與節能評價值(GB 19762-2007)

附錄B(資料性附錄)

泵能效限定值及節能評價值計算方法示例

某單級單吸清水離心泵規定點性能： $Q=100\text{m}^3/\text{h}$ ， $H=125\text{m}$ ， $n=2900\text{r}/\text{min}$ ，求其能效限定值 η_1 集節能評價值 η_2 。

B.1 按式(A.1)計算泵的比轉速 n_s

數據帶入式(A.1)得

$$n_s = \frac{3.65 \times 2900 \times \sqrt{\frac{800}{3600}}}{125^{3/4}} = 47.2$$

B.2 查取未修正效率值 η

查圖1曲線“基準值”或表2“基準值”樣，當 $Q=100\text{m}^3/\text{h}$ 時， $\eta=76\%$ 。

B.3 確定效率修正值 $\Delta\eta$

查圖3或表4，當 $n_s=47.2$ 時， $\Delta\eta=11.5\%$ 。

B.4 計算泵目標能效限定值 η_2

$\eta_0 = \eta - \Delta\eta = 76\% - 11.5\% = 64.5\%$ 。



風機系統節能措施



軸流風機與離心風機性能比較

風機是用來輸送氣體和提高氣體壓力的生產設備，它把外界輸入的能量轉變為氣體的勢能和動能，使氣體的能量提高。

➤ 工作原理可分為：

1. 葉輪式

- 離心式風機和軸流式風機。

2. 容積式

- 活塞式風機和旋轉式風機。

➤ 按排氣壓力的高低可分為

1. 通風機壓力在0.15 大氣壓力以下。
2. 鼓風機壓力在0.15~3 個大氣壓力之間。
3. 壓縮機壓力在3 個大氣壓力以上等三類。

➤ 由於風機構造、排氣壓力不同，各種類型的風機效率和測試的方法亦不相同。

本部分主要介紹離心式和軸流式通風機即壓力比不大於1.15 的風機的電能利用率問題。



風機的用電系統的構成

工廠企業中的通風機大都是使用電動機來拖動的，因此通風機的用電系統，可用能源串聯圖來表示，如下圖。



通風機的總電能利用率 η 為：

$$\eta = \frac{W_{yx}}{W_{gg}} \times 100\%$$

式中：

W_{yx} —用電系統的有效電能，kWh；

W_{gg} —用電系統的供給電能，kWh；

η 的另一種運算式為：

$$\eta = \eta_d \times \eta_l \times \eta_f$$

式中：

η_d —電動機的電能利用率即電動機的效率；

η_l —聯軸器的電能利用率即傳動效率；

η_f —通風機的電能利用率即通風機效率。



風機的基本參數(1/2)

1) 流量

氣體在單位時間內通過風機的體積稱為體積流量，用符號 Q 表示，單位為米³/秒(m^3/s)、米³/時(m^3/h)；也可用重量流量 G 來表示，單位為千克/秒(kg/s)、噸/時(t/h)。體積流量 Q 與重量流量 G 間的關係如下：

$$G = \rho \times Q$$

式中：

ρ —氣體的密度， kg/m^3

當大氣壓力為760 毫米汞柱，溫度20°C時，空氣的密度取 $1.2kg/m^3$ 。

2) 全壓

全壓可理解為單位體積的氣體經過風機後能量的增加值，用符號 P 表示，單位帕斯卡(Pa)、毫米水柱(mmH_2O)、千克力/米²(kgf/m^2)。全壓 P 可由下式得到：

$$P = P_2 - P_1$$

式中：

P_1 —風機入口處總壓，Pa；

P_2 —風機出口處總壓，Pa。

氣體的全壓包括靜壓 P_0 及動壓 P_d ，即：

$$P_1 = P_{s1} + P_{d1}$$

$$P_2 = P_{s2} + P_{d2}$$

靜壓是氣體在流動過程中所體現出來的一種狀態，可以用壓力儀錶測出；動壓與速度的平方成正比，即

$$P_d = 0.5 \times \rho \times v^2$$

故風機的全壓 P 可用下式表示：

$$P_2 = (P_{s2} + P_{d2}) - (P_{s1} + P_{d1}) = (P_{s2} - P_{s1}) + (P_{d2} - P_{d1})$$



風機的基本參數(2/2)

3) 轉速

風機葉輪每分鐘的轉動次數稱為風機轉速，用符號 n 表示，單位轉/分 (rpm)。

4) 有效功率和軸功率

氣體在單位時間內從通風機中所獲得的總能量，稱為有效功率（或理論功率），用符號 N_e 表示，單位千瓦(kW)。

$$N_e = P \times Q$$

式中：

P —風機的全壓，Pa；

Q —風機的體積流量， m^3/s 。

氣體通過風機時有一系列損失，如流動損失、洩漏損失和機械摩擦損失，因此原動機驅動的風機軸功率 N 應大於有效功率 N_e 。

5) 風機的效率

風機的有效功率與軸功率之比稱為風機的效率，用符號 N_f 表示，即：

$$N_f = \frac{N_e}{N} \times 100\%$$



風量調節控制方法

1. 變更送風機扇葉角度
使用變矩(Variable Pitch)螺旋槳葉。此種方法效率最高，但只限於軸流式送風機。離心式送風機構造複雜，安裝不經濟。
2. 變更送風機轉速
使用變頻馬達，變頻器或更換皮帶輪。此種方法必須在停車時始能變更，因此對按季節改變風量之系統最為適合。
3. 變更送風機之排出口面積
使用排出口電動風門。適用於小型多翼式送風機，對風量充裕之送風系統最為簡單經濟。
4. 變更送風機之吸入口面積
 - 1) 使用變矩輻射翼風門(Radial Vanes Control)，螺旋風門(Scroll Volume Control)或制動風門(Damper)。
 - 2) 使用變矩輻射翼風門，風量可調節至80%左右，適合大型送風機，對定載風機(Limited Load)及渦輪風機(Turbo)效率最佳，不適用於多翼式(Sirocco)風機。
 - 3) 螺旋風門只適用於小型送風機。
 - 4) 電動風門適用於低壓送風機，無論裝於送風機之吸入口或排出口均可，二者空氣動力效率僅相差1%。



風量控制方式的比較

種類	使用氣體的影響	設備費	控制效率	控制時的性能安定性	保養	控制的原理	風量的變化	軸動力的變化
出口風門控制	直接接觸所以有影響，因為構造簡單，一般不發生問題。	便宜	最差	越控制越差	容易	增加出口側的阻力，改變阻力曲線。	葉片角度與風量不成比例，全閉附近較敏感，全閉至半閉為止，風量幾乎無變化。	於全開時的動力曲線上移動
入口風門控制	同上	便宜	比出口開關稍好，但比入口葉片，變速為差	越控制越好	容易	增加入口側的阻力，改變出口側的壓力曲線。	同上	動力比出口開關減少吸入氣體減輕的部份
入口導葉片控制	直接接觸氣體且構造比開關複雜，除清潔之常溫氣體外，一般不適合。	比開關貴，比變速裝置便宜	風量約70~100%的範圍最好，80%以下稍好。	越控制越好	稍麻煩	改變氣體對於葉輪的流入角度以改變壓力曲線。	同上	於較全開時動力曲線還低的區線上移動，但是全閉點與開關幾乎相同
變速控制	與使用氣體無關	昂貴	風量約70~100%比入口葉片稍差，80%以下最好。	控制後與控制前不變	麻煩	改變葉輪的回轉速度已改變壓力曲線。	回轉速度與風量成比例。	大致與回轉速度的三次方成比例變化。



風機系統節能措施和途徑

1. 減少風機本身損耗：
 - 1) 提高風機散熱效率。
 - 2) 降低進氣溫度。
 - 3) 盡力防止進氣壓力降低。
 - 4) 出口壓力，餘量不應太大。
 - 5) 防止葉輪磨損、積灰和腐蝕。
 - 6) 送風機是否過於老舊。
2. 合理選型
 - 1) 送風機的機型選擇是否適當(N_s 值不佳)。
 - 2) 送風機的葉片形式是否適當。(選擇風機型式，再決定葉輪型式)
 - 3) 採用高效率馬達，執行時間越長，節能效果越明顯，產品的經濟性越好。
 - 4) 選型中不應過多地保留風量、風壓的裕量。
 - 5) 在風機工作中，風量、風壓時常發生變化的場合，應採用能使風機高效運轉的控制方案。
3. 通風系統節能潛力
 - 1) 管線佈局是否存有不必要的阻抗(風管變徑太大，肘管未裝導風片)與密封。
 - 2) 系統阻力曲線與送風機的性能曲線交點(即運轉點)是否偏離送風機的最高效率點。
 - 3) 選擇適當的風量控制方法。
 - 4) 送風機的出/入口風門開關是否有部分長久性關著 (Partial Closed) 。
 - 5) 系統中是否有浪費的風量。(風管、帆布接頭破損洩漏)
 - 6) 定義適當風量及全壓力值的安全係數(如：1.1、1.15、1.2) 。風機系統節能評估
 - 7) 風機選擇應為一種特定的工況運轉時提供最大效率。
 - 8) 風機系統進行複查，以確保峰值運轉時損失最小。
5. 改造風機
主要從改變風機葉片長度、改變風機葉片的材質、減少風道阻力等方面進行。



如何實現風機的高效節能？

1. 減少工藝所需風量及洩漏，挖掘系統節電潛力

在現場，對系統所需風量可通測試的方法得出。同時，採取有效措施以減少所需風量，加強風機系統的管理和維護以減少漏風，均可收到好的降耗的效果。

➤ 降低風壓，提高管道輸送效率

降低風壓包括兩個方面的內容：一是降低工藝所需的風壓，這需要通過改進工藝來實現。二是降低風機系統所損耗的風壓，需通過提高管道輸送效率和更換小壓頭風機來實現。提高輸送效率，重要的是降低管道的壓力損失，管道的壓力損失有沿程損失和局部阻力損失，應從這兩方面著手採取切實可行的改進措施，管道氣流的沿程阻力由氣流速度、管道長度、管道截面積及管壁粗糙度等因素決定，局部阻力損失與管道截面積及管道過渡形式有關。因此，合理選擇管道截面積、長度、內壁光滑度、彎管長度及合理選擇不同斷面風道的過渡形式等，均可有減少管道壓損失，提高管道輸送效率。

➤ 提高風機機組的效率

風機機組效率包括風機本身的效率、電動機效率以及電機與風機之間的傳動效率。電動機與風機之間的傳動效率依兩者之間的傳動方式不同而在1~0.9之間變化。電機與風機之間傳動方式有直連、皮帶傳動、聯軸器傳動、齒輪減速器傳動等多種，其傳動效率以電動機直聯最高，為1，其次為聯軸器傳動（0.98），而一般皮帶傳動最低，為0.9。如工藝許可，應儘量采直連傳動或連軸器傳動，降低傳動損耗。

➤ 合理調整風機的運轉工況

在現場當設計選型不當造成風機低效運轉或因工藝改變，對風機輸出參數的要求有所變化時，都必須對風機的運轉工況進行調整。但調節不等於節能，節能工作者通過有效的調節，並結合節能技術，實現風機在穩定的狀態下工作，既滿足用戶對運轉工況的需求，又能最大限度地實現節能目標。



風機節能調節技術有哪些？

恒速風機的節能調節技術：

1. 高效風機換低效風機（耗能低替換耗能高的風機）
2. 小葉輪換大葉輪
3. 截短葉輪外徑
4. 前（中、後）導葉控制，靜葉可調
5. 改變動葉安裝角，動葉可調
6. 台數組合控制，串-並聯
7. ON-OFF開關控制
8. 進口節流
9. 出口節流
10. 變葉片寬度
11. 變擴壓器安裝角
12. 聯合調節
13. 優化調節與微機控制
14. 其它



風機節能調節技術有哪些？

變速風機的節能調節技術：

1. 變頻調速
2. 調壓調速
3. 電磁調速
4. 變極對數調速
5. 串級調速（或轉子串電阻）
6. 無換向器電動機調速
7. 蒸汽輪機或燃氣輪機等原動機的變速
8. 液力耦合器（HKD）
9. 油膜轉差離合器，又稱HVD（利用液體粘性）
10. 多級液力變速傳動裝置（MSVD）
11. 機電一體化裝置（如微機控制等）
12. 其它（如帶傳動等）



流量變化與調速裝置的選擇

風機與泵變速運轉的節電效果主要與其流量變化大小有關

1. 流量在額定流量90%以上變化時，一般不採用變速調節，因為調速裝置效率在90%左右，不會產生較大節能效果。
2. 中高流量變化的風機與泵一般採用有轉差損耗調速裝置，繞線式電動機採用晶閘管串級調速。
3. 流量變化經常在額定流量60%以下的應採用高效調速方式。
4. 在全流量範圍變化的風機與泵採用調速裝置的話，應有流量在90%以上時全速運轉的切換裝置。
5. 為取得變速節電的良好效果，調速裝置應配有根據流量變化的自動控制裝置，當流量需要變化時，能按照給定的變化參數自動地改變轉速，以期取得最大節電效果。



風機系統的節能措施

1) 高效風機置換技術

- 離心風機主機板採用輕型鋼板，外緣加上折邊以加強結構剛度，輪轂輕量化設計，側蓋板流線型設計，以旋壓方式制作風機入風口，集流器，增加進口端長度這樣可以改善風機進口的流場和葉輪流道，進而提高風機的效率。
- 採用高效風機實際上就是根據現有的系統的工況點，以及風機的特性曲線，校核風機的運轉效率。然後在此基礎上進行風機置換的改造。以高效率、低能耗的風機來置換運轉效率差，能耗高的風機，以達到節約能源的目的。
- 現在高效風機的標注效率可以高達80%上，若扣除傳動以及系統的損失等原因，風機的效率至少可以維持在77%以上的效率。

2) 風機的變頻節能技術

- 當風機負載有經常性變化或有明顯季節性變化時，可採用調速辦法來解決，如多速電機，變頻器調速技術等。
- 調速是風機技術改造中廣泛使用的一種方法，通過調速使風機性能曲線移動，相當於變成許多不同容量的風機，來適應負荷的變化，使風機運轉儘量處於高效區域，減少節流損失。

3) 風機的葉型和結構改造技術

- 風機的設計、工藝製造、原材料使用近年來有較大的革新，如採用高效機翼型通風機效率可達90%以上。
- 軸流風機採用玻璃鋼或鋁合金扭曲型葉片代替平板葉片，效率可提高40%以上。
- 風機的結構改造可改善風機氣流的流動狀態，提高效率。改進進氣室的結構，採用流線型集流器代替一般圓柱形集流器，效率提高8%左右；保持一定的擴散角；軸流風機加裝集流罩、集流罩、整流罩，效率可提高8~10%。
- 軸流風機可更改葉片角度，滿足變工況要求。

4) 風機系統集中控制技術

- 如系統負荷不穩定，負荷變化比較大的情況下，可考慮應用風機系統集中控制技術。
- 風機系統集中控制技術，考慮製程的即時工況，據末端的對風量和風壓的實際需求，按照設定的週期，即時的調整風機的開啟台數以及風機運轉的工況，以提高系統效率。

5) 送風管網優化技術

- 風管洩漏問題改造；
- 風管保溫改造；
- 風管管網局部阻力改造；
- 風管清洗。

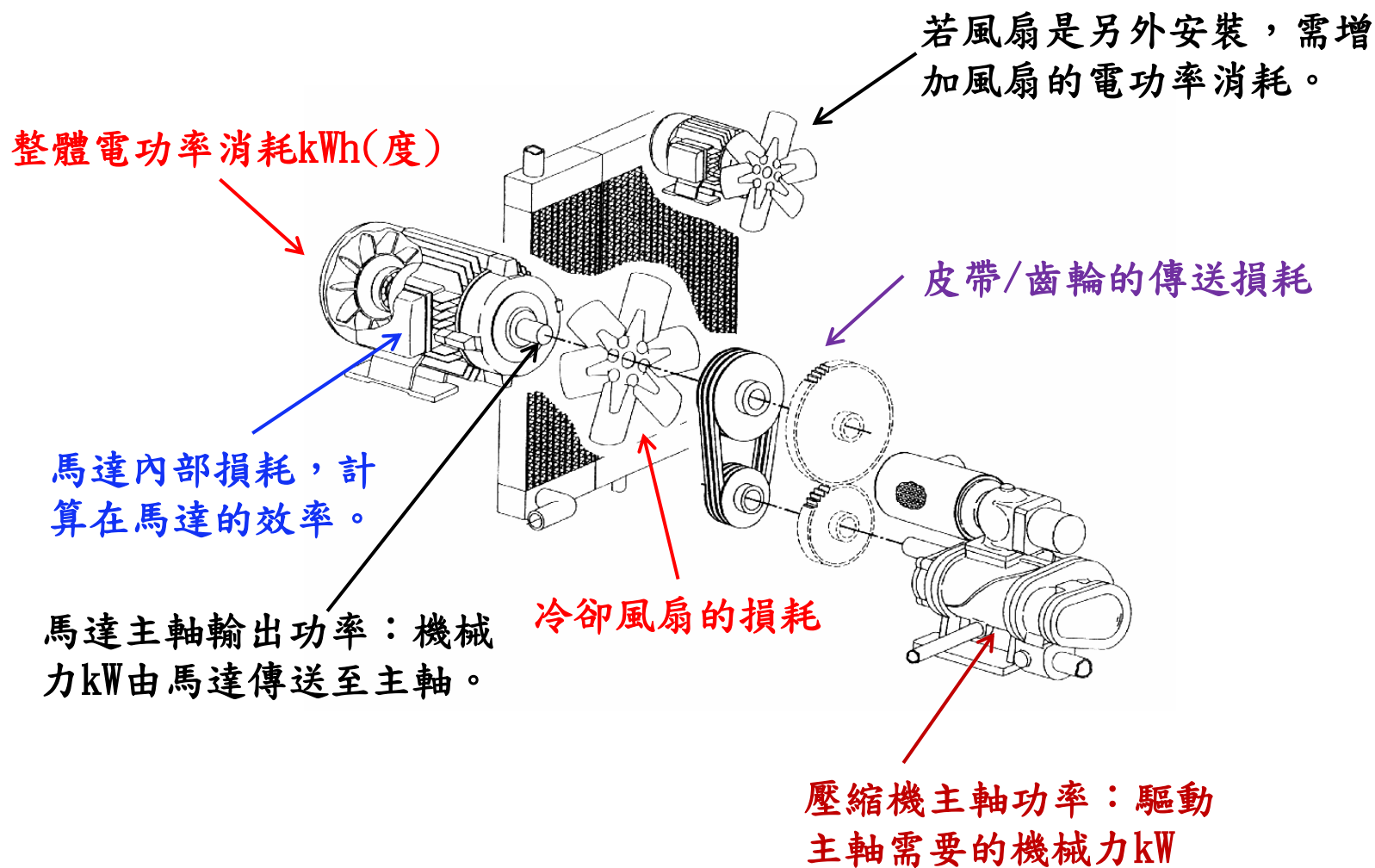


壓縮空氣系統節能技術





空氣壓縮機能耗

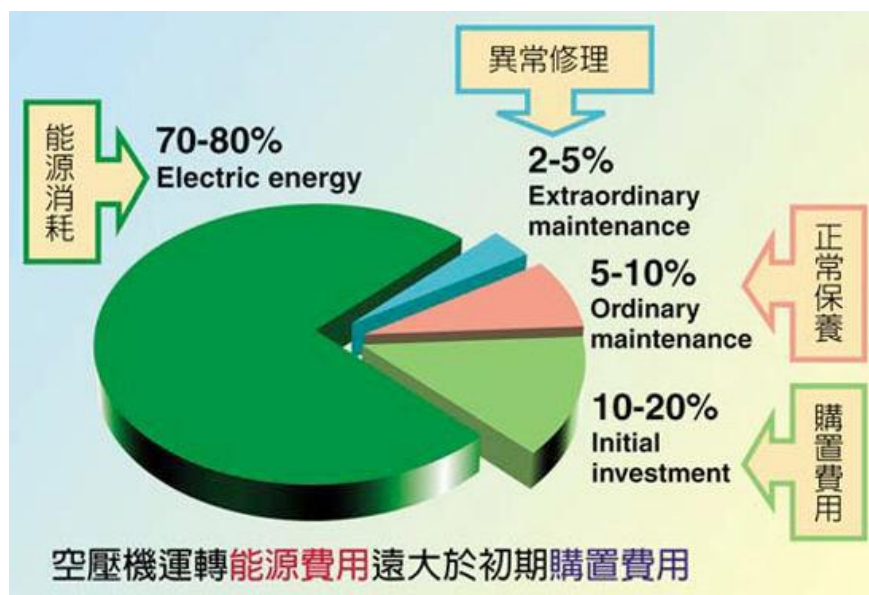




壓縮空氣-如何降低投資成本例

某廠每日24小時生產運轉，年運轉時數為8,600小時，電費以3元計

- 50HP空壓機(37kW)：1年使用所需電費約954,600元/年
- 75HP空壓機(55kW)：1年使用所需電費約1,419,000元/年
- 100HP空壓機(75kW)：1年使用所需電費約1,935,000元/年
- 180HP空壓機(135kW)：1年使用所需電費約3,483,400元/年
- 假設1部空壓機有8萬小時(約10年)的運轉壽命，則上述電費須乘10倍，選擇一部高效率的空壓機，只要節省運轉電能10%以上，其購機費用等於免購進。



空壓機的基本參數

1. 壓力

a) 大氣壓力

指包圍在地球表面一層很厚的大氣層對地球表面或表面物體所造成的壓力。
大氣壓力值隨氣象情況、海拔高度和地理緯度等不同而改變。

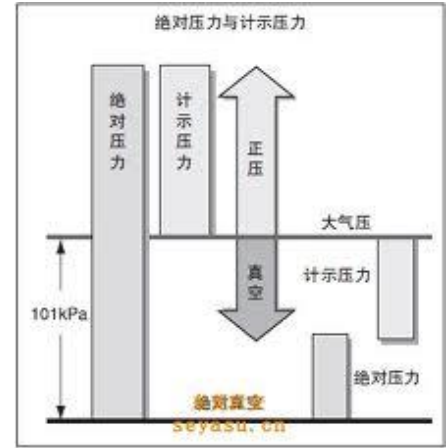
b) 絕對壓力

以絕對真空為基準來表示的壓力，可高於大氣壓力也可等於或低於大氣壓力。
壓縮空氣所有理論壓縮計算是採用絕對壓力來進行。

c) 錶壓

以實際大氣壓為基準表示的壓力，它是氣體實際壓力和當地大氣之間的差壓。
錶壓在壓縮空氣系統中比較常用，決定系統能提供能量多少的一個關鍵因素。
錶壓力之附加符號為g或G，絕對壓力之附加符號為a或A。

例：10kg/cm²G之壓力等於11.03323 kg/cm²A，即10kg/cm²G = 1.03323 kg/cm² (=1atm)+10 kg/cm²



2. 濕度

a) 絕對濕度

絕對濕度之定義則為一單位體積之空氣中，水蒸汽重量與乾燥空氣重量之比例，如下所示：
絕對濕度 = 水蒸汽重量 / 乾燥空氣重量 × 100%

b) 相對濕度

在某溫度和壓力條件下，濕空氣絕對濕度與飽和絕對濕度之比稱為該溫度下的相對濕度。
相對濕度 = 實際水蒸汽量 / 該溫度下之飽和水蒸汽量 × 100%

3. 露點溫度

露點是指氣體中的水份從未飽和水蒸氣變成飽和水蒸氣的溫度，當水份和水蒸氣變成飽和水蒸氣時，有極細的露珠出現，出現露珠時的溫度叫做“露點溫度”，它表示氣體中的含水量，露點越低，表示氣體中的含水量越少，氣體越乾燥。露點和壓力有關，因此又有**大氣壓露點（常壓露點）**和**壓力露點**之分。

4. 流量

a) 自由空氣流量(FAD)

自由空氣流量是指在空壓機出口獲得的換算成空壓機進口條件下的空氣的體積流量。通常以實際立方英尺每分鐘(acfm)表示。

b) 標準額定流量（標準立方米每分鐘）

標準額定流量是指在壓縮空氣流量換算到特定的**溫度、壓力和濕度/條件下的流量**，標準立方米每分鐘(Nm³/min)。

壓力單位換算表

	atm	ata (kg / cm ²)	Torr (mm Hg)	in Hg	mm water	in water	bar	Mpa	kPa	psi (lb/in)
atm	1	1.033	760	29.92	1.034×10 ⁴	407.1	1.013	0.1013	1.013×10 ²	14.7
ata (kg / cm ²)	0.968	1	736	28.96	10 ⁴	393.7	0.981	9.81×10 ⁻²	98.1	14.22
Torr (mm Hg)	1.316×10 ⁻³	1.36×10 ⁻³	1	3.937×10 ⁻²	13.6	0.535	1.333×10 ⁻³	1.333×10 ⁻⁴	0.1333	1.94×10 ⁻²
in Hg	3.342×10 ⁻²	3.455×10 ⁻²	25.4	1	345.4	13.6	3.387×10 ⁻²	3.387×10 ⁻³	3.387	0.491
mm water	9.67×10 ⁻⁵	10 ⁻⁴	7.36×10 ⁻²	2.895×10 ⁻³	1	3.937×10 ⁻²	9.81×10 ⁻⁵	9.81×10 ⁻⁶	9.81×10 ⁻³	1.422×10 ⁻³
in water	2.456×10 ⁻³	2.54×10 ⁻³	1.868	7.36×10 ⁻²	25.4	1	2.49×10 ⁻³	2.49×10 ⁻⁴	0.249	3.613×10 ⁻²
bar	0.9872	1.02	750	29.53	1.02×10 ⁴	401.6	1	0.1	10 ²	14.5
Mpa	9.872	10.2	7500	295.3	1.02×10 ⁵	4016	10	1	10 ³	145
kPa	0.987×10 ⁻²	0.01	7.5	0.2953	102	4.016	10 ⁻²	10 ⁻³	1	0.145
psi (lb/in)	6.8×10 ⁻²	7.031×10 ⁻²	51.5	2.035	703.1	27.68	6.893×10 ⁻²	6.893×10 ⁻³	6.893	1



壓縮空氣系統一般須知

1. 空氣壓縮機的選擇主要依據使用壓縮空氣系統：
(1)工作壓力(最低)、(2)流量和(3)用途。
2. 尖峰與離峰的壓縮空氣量的需求
 - 1) 若最高與最低使用**壓力差達3bar**時，就必須採用“**高低壓分流**”。
 - 2) 根據尖、離峰的負載變化來選擇不同機型的空壓機。
4. 依據不同的用氣質量選用與配置不同形式與等級的乾燥機與精密篩檢程式。
5. 空壓機的控制技術可採用“多機連鎖”、“變頻變速”及“遠端監控”等技術。
6. 運轉效率不能只比較型錄上的標稱馬力與風量，而是要**實際的“性能曲線”與“單位能耗(kWh/M³)”**。
7. 安裝機房空間大小的考慮，如通風條件、噪音隔絕、廢熱、廢水回收等都影響能源的使用。
8. “集中式”比“分散式”有較低的安裝、保養與控制成本，也可以減少週邊設備。
9. 冷卻方法
9. 電源規劃
電壓需求與電壓降的穩定必須要求，離心機通常為高電壓，完全不能移動，**啟動時對電網會造成衝擊**，應該保持經常性運轉。
10. 機房要有適當的保養空間及必需的吊運設施與出入通道。
11. 工程人員與保養員應該施予不同的維修專業技術訓練。



空壓機流量單位基準與換算

常用的空壓機：風量標記法

一. 體積流(單位時間的排氣體積)

1) Stand Cubic Feet per Minute (SCFM)

用壓力14.7Pisa，氣溫60°F，相對濕度0%RH乾燥空氣來衡量風量，單位：SCFM(立方英尺/分鐘)。

2) Inlet Cubic Feet per Minute(ICFM)

用進氣狀態的壓力與溫度濕度計算風量，單位：立方英尺/分鐘。

3) Actual Cubic Feet per Minute (ACFM)

用實際進氣狀態的壓力與溫度計算風量(14.4psi, 35°C, 60%RH)，單位：立方英尺/分鐘。

4) Operating Cubic Feet per Minute(OCFM)

用操作狀態的壓力與溫度計算風量，單位：立方英尺/分鐘。

5) Normal Cubic Meters per Minute (NCMM)

用標準狀況 (1atm, 0°C) 0%RH的乾燥空氣計算衡量風量，單位：立方米/分鐘。

6) Free Air Volume Delivered(FAVD)

進氣狀態的壓力與溫度，單位：立方米/分鐘。

二. 質量流(單位時間的排氣品質)

1) Pounds per Minute 進氣狀態的幹(0%RH)空氣磅重，單位lb/Min(磅/分鐘)。

2) Kilograms per Minute 進氣狀態的乾空氣重量，單位 Kg/Min (千克/分鐘)。

三. 物質的量流(單位時間排氣的莫耳量)

Moles per Minute 進氣狀態的乾空氣莫耳重量，單位 mole/Min (莫耳/分鐘)基於理想氣體方程和波義爾—查理定律，可以進行換算，在換算過程中，不能簡單只統一單位，更要注意換算時前後狀態的差異。



空壓機流量單位基準與換算例

例：10Nm³/Min=353SCFM嗎？

分析：1) 統一單位

$$14.7\text{Psia}=1\text{atm}=1.033\text{kg}/\text{cm}^2 \quad 60^\circ\text{F}=15.6^\circ\text{C}$$

$$353\text{CFM}=10\text{m}^3/\text{Min}$$

2) 明確二者所處狀態

Nm³/Min中N表示Normal, 即標準狀態 1atm(1.033kg/cm²)、0°C、0%RH,

SCFM中S表示Stand 即英制標準狀態 14.7 Psia、60°F、0%RH

解：把353 SCFM轉為公制Nm³/Min

由波義耳定律有

$$V = \left(\frac{P_0}{P}\right) \times \left(\frac{T}{T_0}\right) \times V_0 = 10.6\text{Nm}^3/\text{Min}$$

顯然，但統一單位353CFM=10m³/Min，由此判定10Nm³/Min=353SCFM，那就錯了，還應看**基準狀態**；兩種基準不同的風量，數值差異是明顯的，相差6%；

- 公制標況下10m³/Min的風量，在英制標準狀況是10.6m³/Min；
- 在英制標況下353CFM的風量，在公制標準狀況是334CFM。



空壓機流量單位基準與換算

換算方法

1. 進氣狀態的進氣量(FAD)轉換為英制(SCFM)和公制(Nm³/Min)基準的風量

$$V = \frac{P_0 V_0 T}{(P - \phi P_s)}$$

式中， P_0 ， V_0 ， T_0 為標準狀況下的氣體參數， P ， V ， T 為FAD狀態的參數， ϕ 為吸入狀態之下的空氣相對濕度， P_s 吸入溫度下之飽和蒸汽壓。

2. 把標準狀態下的風量換算為進氣狀態下的風量

$$\frac{P_0 V_0}{T_0} = \frac{V(P - \phi P_s)}{T}$$

3. 英制(SCFM)和公制(Nm³/Min)基準之間的換算

$$\frac{P_s V_s}{T_s} = \frac{P_n V_n}{T_n}$$

4. 進氣狀態的品質流計算

查表可得飽和空氣壓 P_s

$$M = V \rho$$

其中M表示品質流量，V表示體積流量， ρ 表示當前空氣的比容積。

$$x = \frac{\text{乾空氣質量}}{\text{水蒸氣質量}} = \frac{M_w}{M_a} = 0.622 \times \frac{\phi P_s}{P - \phi P_s}$$

$$M = M_w + M_a \quad \rho = (0.622 + x) \frac{T}{100}$$

$$\text{乾空氣質量 } M_a = \frac{M}{1+x} \quad \text{水重 } M_w = \frac{Mx}{1+x} \quad , \text{ 其中 } \phi, P_s, P \text{ 是已知量。}$$

5. 標準狀況下風量品質流與莫耳流的換算

取空氣的平均分子量=29，把品質流除以29即可換算得莫耳流量。

ISO 1217對於標準狀態的規定：

若未於和約上規定空氣的標準吸氣條件，則一律以自由大氣 (Free atmosphere) 為準，一般可設定為：乾燥空氣，測試時之吸氣溫度，絕對壓力0.1Mpa (1bar)，若採購者要一定的空氣品質，則可指明在單位時間內的標準風量(Standard cubic Metres)或基準風量 (Normal Cubic metres)。



壓縮機的效率

- 在通常情況下，使用以下幾種不同的方法來測量壓縮機的效率：**體積效率**、**絕熱效率**、**等溫效率**和**機械效率**。
- 絕熱效率和等溫效率是通過將等溫或絕熱功率除以實際功率消耗的方法來進行計算的。所得到的數字表示壓縮機和驅動馬達的總效率。

◆ 等溫效率

等溫效率 = 實際測量的輸入功率 ÷ 等溫功率

$$\text{等溫功率 (kW)} = P_1 \times Q_1 \times \log_e / 36.7$$

式中

$$P_1 = \text{絕對進氣壓力 kg/cm}^2$$

$$Q_1 = \text{自由出氣量 m}^3/\text{hr}$$

$$r = \text{壓力比 } P_2 / P_1$$

等溫功率的計算結果不包括克服摩擦所需要的功率，它通常會給出一個低於絕熱效率的效率。所報告的效率值通常就是等溫效率。在根據報告的效率值選擇壓縮機時，這是一個重要的考慮因素。

$$\text{◆ 體積效率 Volumetric efficiency} = \frac{\text{Free air delivered m}^3/\text{min}}{\text{Compressor displacement}}$$

$$\text{壓縮機排量} = \Pi \times D^2 / 4 \times L \times S \times \chi \times n$$

式中 D = 氣缸內徑 (米)

L = 氣缸衝程 (米)

S = 壓縮機速度 (每分鐘轉數rpm)

χ = 1代表單動式氣缸；2代表雙動式氣缸

n = 氣缸數目

- 在實際應用中，比較壓縮機效率的最有效指標就是比功率消耗，即提供同一功率的不同壓縮機的kW/體積流率。



空壓系統改善的七個步驟

空壓系統可進行系統效率改善常用的通常主要七個主要步驟：

1. 製作空壓系統圖和系統特性描述。
2. 建立使用壓縮空氣的基本數據(負荷功率、耗能、空氣需求量、壓力和洩漏量)。
3. 諮詢專家討論適當的空壓機控制策略。
4. 依照新的控制策略重新量取系統的基本數據。
5. 巡視系統檢討潛在的節能機會和預防保養的需求。
6. 檢查修復洩漏，消除不當使用，再修訂控制策略。
7. 研擬並執行持續改善計畫。



壓縮機的位置

空氣壓縮機的位置及其吸入空氣的品質將對能源的消耗量產生重要的影響。如果吸入的空氣是涼爽、清潔和乾燥，壓縮機的性能將會有所改善且減少維修費用。

進氣溫度

- 吸入被污染或熱的空氣將會削弱壓縮機的效率，並產生額外的能源和維護成本。如果吸入的空氣中含有水分、灰塵或其它污染物，這些污染物將會堵塞壓縮機的內部元件，例如閥、葉輪、轉子和葉片等。這種堵塞將會造成元件的過早磨損，進而使壓縮機的生產能力降低。
- 壓縮機由於連續運轉將會產生熱量，這些熱量將散失到壓縮機的小室/隔腔內，會導致進氣溫度提高，並進一步導致體積效率降低和功率消耗增加。

進氣空氣溫度對壓縮機功率消耗的影響

進氣溫度 (°C)	相對出氣量 (%)	節省的功率 (%)
10.0	102.0	+1.4
15.5	100.0	0
21.1	98.1	-1.3
26.6	96.3	-2.5
32.2	94.1	-4.0
37.7	92.8	-5.0
43.3	91.2	-5.8



DOE壓縮空氣系統常見節能與洩漏

美國能源部(US Department of Energy)明定全美所有工廠之壓縮空氣系統節能目標為50%~70%，其中35%的耗能改善是不需要多餘投資的，可分為下列三大項目：

1. 系統設計部分節能目標：15%~20%
2. 系統設備及控制部分節能目標為：15%~20%
3. 操作及維護的改善部分節能目標：20%~30% (含洩漏管制)

其中壓縮空氣系統的「洩漏」部分在第1、3項均列為重點改善項目。根據美國能源部(US Department of Energy)統計資料指出，一般工廠之壓縮空氣洩漏量達30%~50%，而管理較佳工廠或新廠則控制在10%~30%；**5%~10%則是較可接受的範圍。**

例如：一個1/4”口徑管洩漏量約為2.8M³/min，若以每年8,000小時，每度電2元計算，每年將流失40萬台幣，相當於300個60瓦(Watt)燈炮一年的電費)。

4. 「洩漏」通常發生在以下幾種情形：

- (1)自動洩水器持續性洩氣
- (2)管線腐蝕生鏽處
- (3)劣等的快速接頭
- (4)老舊的法蘭墊片
- (5)破損的空壓軟管
- (6)吸附式乾燥機定時Purge Air
- (7)破裂的管路閥門..等等。

5. 洩漏的影響

- 洩漏除了會造成能源浪費以外，還可能會導致其它一些運轉損失。
- 洩露會造成系統壓力的下降，從而使得氣動工具的功能不能有效發揮，繼而給生產帶來了不利的影響。
- 洩漏會迫使設備運轉更長的時間，從而會縮短幾乎所有系統設備（包括壓縮機成套機組本身）的使用壽命。
- 洩漏增加的執行時間還可能導致額外的維護要求和意外停工時間延長。
- 洩露會導致增加不必要的壓縮機生產能力。



洩漏量的確定

- 對於配有起動/停止或裝載/卸載控制裝置的壓縮機來說，有一種很容易的評估系統洩漏量的方法。在不需要壓縮空氣系統（如果所有裝置都為氣動裝置，應該關掉端點使用設備）的情況下，這種方法涉及到起動壓縮機。進行多次測量，以便確定裝載和卸載壓縮機需要花費的平均時間。由於空氣從洩漏處漏掉將會使壓力下降，從而造成壓縮機間斷地循環運轉，因此必須對壓縮機進行裝載和卸載操作。總漏損率（百分比）可以通過以下方法進行計算：

$$\text{洩漏損失率 (\%)} = (T \times 100) / (T + t)$$

式中：T為系統運轉(裝載)時間(裝載)，t為系統暫停(卸載)時間(卸載)

- 洩漏損失率是以所損失的壓縮機生產能力的百分比來表示。此洩漏損失百分比應該遠低於維護良好的系統的10%甚至於更低。
- 如果系統維護不良，洩漏損失的空氣量和功率可能會高達20-30%。

例子 在一個加工工業的洩漏試驗過程中，觀測到以下結果：

$$\text{壓縮機產氣力 (m}^3\text{/分)} = 35$$

$$\text{操作壓力 (kg/cm}^2\text{)} = 6.8$$

$$\text{斷開壓力 (kg/cm}^2\text{)} = 7.5$$

$$\text{已裝載kW} = 188 \text{ kW}$$

$$\text{已卸載kW} = 54 \text{ kW}$$

$$\text{平均“裝載”時間} = 1.5 \text{ 分}$$

$$\text{平均“卸載”時間} = 10.5 \text{ 分}$$

$$\text{洩漏量} = [(1.5)/(1.5+10.5)] \times 35 = 4.375 \text{ m}^3\text{/分}$$

$$\text{洩漏損失率 (\%)} = (1.5 \times 100) / (1.5 + 10.5) = 12.5\%$$



不同供給壓力和管口尺寸的洩漏率

- 洩漏率是非控制系統中供給壓力的一個函數，並隨著系統壓力的增加而增加。洩漏率的單位是立方尺/每分鐘（cfm），它還與管口直徑的平方數成比例

洩漏率* (cfm)

壓力 (psig)	管口直徑 (英寸)					
	1/64	1/32	1/16	1/8	1/4	3/8
70	0.29	1.16	4.66	18.62	74.40	167.80
80	0.32	1.26	5.24	20.76	83.10	187.20
80	0.36	1.46	5.72	23.10	92.00	206.60
100	0.40	1.55	6.31	25.22	100.90	227.00
125	0.48	1.94	7.66	30.65	122.20	275.50

*洩放孔為全圓式開口時為，乘以0.97的洩放係數；洩放孔為半開尖銳開口時為，乘以0.61的洩放係數。

舉例：

以一個常見的1/4英寸半開式祛水器來說，若其排氣壓力為100psig，假設每年運轉8000小時：

分析：

從表中，當1/4英寸的管徑在100 psig的壓力下，其洩漏量為100.90 (CFM)

因半開尖銳開口之洩放係數為0.61，其產生的洩漏量為100.90×0.61=61.55(CFM)

此時假設此空壓機的耗能比值為4 CFM/Hp，如此的洩漏量相當於耗用15.39 Hp

[61.55(CFM) ÷ 4(CFM/Hp)] 之電能，

每年因此洩漏的電費支出

15.39Hp × 0.75kW/Hp × 8000h/年 × 2.5元/kWh ≒ 23萬



祛水器常見洩漏處

祛水器常用在壓縮空氣系統的；空壓機冷卻器、空氣桶、冷凍式乾燥機、精密過濾器等地方，常見的祛水器洩漏情形



離心式中間段祛水洩漏



空氣桶下方祛水洩漏



浮球式祛水器排水洩漏



離心式中間段祛水洩漏



電子式祛水器排水洩漏

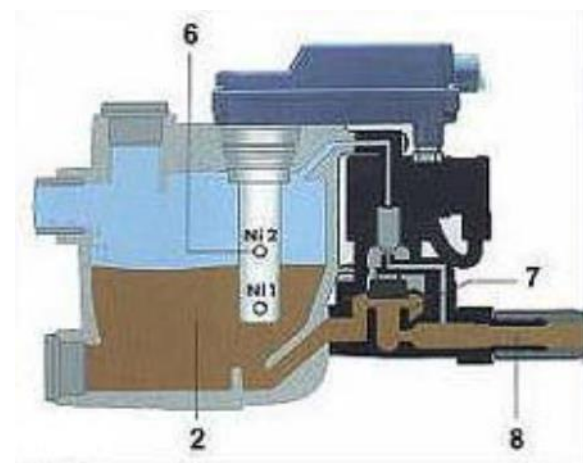
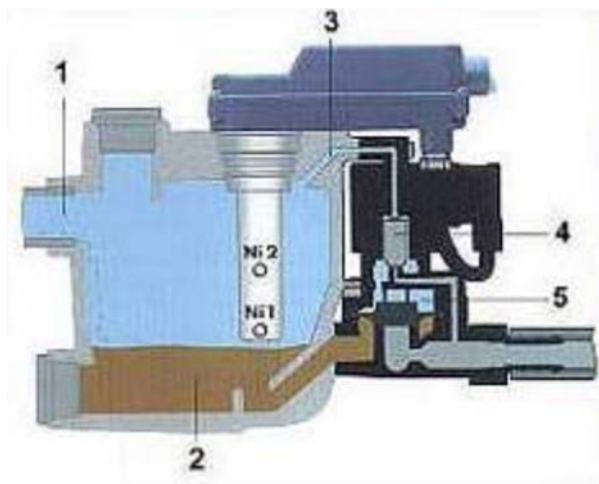


倒筒式祛水器排水洩漏



祛水器優缺點

	機械式浮球式	時間控制電磁閥	無耗氣電子連續排放祛水器
優點	<ul style="list-style-type: none"> • 無須外接電源 • 成本低 • 無壓力損失 	<ul style="list-style-type: none"> • 安裝空間小 • 成本中等 • 安裝簡單 	<ul style="list-style-type: none"> • 根據冷凝水量進行排放 • 無壓縮空氣損失 • 可以顯示故障 • 積聚的雜質較不敏感 • 維護少 • 可靠性高
缺點	<ul style="list-style-type: none"> • 雜質積聚容易影響可靠性 • 需要經常維護 • 無法顯示故障 	<ul style="list-style-type: none"> • 壓縮控器洩漏多 • 易促進乳化液的形成 • 需要外接電源 • 無法顯示故障 	<ul style="list-style-type: none"> • 成本高 • 需要外接電源



露點溫度與含水量

Pressure Dewpoint	Relative Humidity
+10°C	54%
+3°C	34%
-20°C	5%
-30°C	2% (Limit of Corrosion)
-40°C	0.7%
-70°C	0.016%

飽和湿分量表(大気压下)

温度 (°C)	湿分量 (g/m³)
-87	0.0004
-86	0.0004
-85	0.0005
-84	0.0006
-83	0.0007
-82	0.0009
-81	0.0010
-80	0.0012
-79	0.0014
-78	0.0016
-77	0.0019
-76	0.0022
-75	0.0026
-74	0.0030
-73	0.0034
-72	0.0040
-71	0.0046
-70	0.0053
-69	0.0060
-68	0.0069
-67	0.0079
-66	0.0090
-65	0.0103
-64	0.0117
-63	0.0133
-62	0.0151
-61	0.0171
-60	0.0193
-59	0.0218
-58	0.0246
-57	0.0277
-56	0.0312
-55	0.0351
-54	0.0442
-53	0.0442

温度 (°C)	湿分量 (g/m³)
-52	0.0494
-51	0.0553
-50	0.0617
-49	0.0689
-48	0.0767
-47	0.0853
-46	0.0950
-45	0.106
-44	0.117
-43	0.130
-42	0.144
-41	0.159
-40	0.176
-39	0.194
-38	0.214
-37	0.236
-36	0.260
-35	0.286
-34	0.314
-33	0.345
-32	0.378
-31	0.414
-30	0.453
-29	0.496
-28	0.542
-27	0.592
-26	0.646
-25	0.705
-24	0.768
-23	0.863
-22	0.909
-21	0.989
-20	1.07
-19	1.17
-18	1.26

温度 (°C)	湿分量 (g/m³)
-17	1.37
-16	1.48
-15	1.61
-14	1.74
-13	1.88
-12	2.03
-11	2.19
-10	2.36
-9	2.54
-8	2.74
-7	2.95
-6	3.17
-5	3.41
-4	3.66
-3	3.93
-2	4.22
-1	4.52
0	4.85
1	5.19
2	5.56
3	5.95
4	6.36
5	6.79
6	7.26
7	7.75
8	8.27
9	8.82
10	9.40
11	10.0
12	10.7
13	11.3
14	12.1
15	12.8
16	13.6
17	14.5

温度 (°C)	湿分量 (g/m³)
18	15.4
19	16.3
20	17.3
21	18.3
22	19.4
23	20.6
24	21.8
25	23.0
26	24.4
27	25.8
28	27.2
29	28.7
30	30.3
31	32.0
32	33.8
33	35.6
34	37.5
35	39.6
36	41.7
37	43.9
38	46.2
39	48.6
40	51.5
41	53.7
42	56.4
43	59.3
44	62.2
45	65.3
46	68.5
47	71.9
48	75.4
49	79.0
50	82.8



無耗氣電子連續排放祛水器案例

以某企業內一套空壓系統為例，來對比分析BEKOMAT 祛水器節約能源狀況。

現場：空壓機一台，冷乾機一台，儲氣罐一個，過濾系統三級

排水位置：空壓機、冷乾機和儲氣罐位置採用時間控制電磁閥排水器，口徑為12mm，電磁閥2分鐘打開10 秒。篩檢設備採用浮球式排水器，口徑為6mm。

壓力：7bar，每年使用350 天

分析：壓縮空氣洩漏量表出7bar 時口徑12mm 洩漏量為10.7 m³/min，6mm洩漏量為2.78 m³/min，電磁閥的平均洩漏時間為開啟狀態的30%左右。浮球式比較容易塞，一但塞住將出現持續洩漏狀態，按照與電磁閥洩漏的時間相同來計算，該系統每年損失的壓縮空氣為：

$$3 \times (10.7 \text{ m}^3/\text{min} + 2.78 \text{ m}^3/\text{min}) \times 60\text{min} / \text{h} \times 0.6 \text{ h/d} \times 350\text{d/y} \\ = 509, 544\text{m}^3/\text{y}$$



空壓機系統節能措施

1. 提高空壓機自身效率
2. 空壓機集中管理控制系統技術
3. 需求壓力與流量管理控制技術
4. 變頻調速技術
5. 消除壓縮空氣的不正當使用
6. 建立洩漏檢測和管理程序
7. 對壓縮空氣進行正確處理
8. 系統壓力降的最小化
 - 合理設計與選型。
 - 正確對系統進行維護。
 - 優化管路設計。
9. 合理配置存儲氣系統
 - 一次儲存系統配置。
 - 二次存儲系統配置。
10. 熱回收

供電空氣壓縮機電能損耗的80%~93%被轉化成熱能。如應用設計合理的熱回收系統則能將這些熱能的50%~90%進行回收用於空氣或水的加熱。無論是氣冷式空壓機或水冷式空壓機都可以進行熱回收，典型的熱回收應用包括空間補助加熱、製程加熱、水加熱、循環空氣加熱和鍋爐補充水預熱等。



美國CAS 節能措施與效益（美國地區）

節能措施	平均節能率	最大節能率	平均回收年限
減少壓空洩漏	26.3%	59.3%	0.9
降低系統壓力	2.0%	10.6%	1.3
安裝/調整空車控制系統	10.5%	33.5%	0.8
採用多機連鎖	7.6%	33.6%	2.7
減低總運轉時數	2.6%	15.8%	<0.1
總節能比率 (per plant)	43.7%	65.0%	



降低輸出(運轉)壓力的節能

➤ 必須提供使用壓縮空氣生產設備所需最低壓力，而不能一昧調降運轉壓力，要檢證下列四項才正確：

1) 現狀在壓縮空氣使用設備端的壓力比最低須求壓力有超過時，檢視末端壓力調整輸出壓力。

- 檢視空氣淨化設備配管的壓力損失是否過大？
- 空氣淨化設備，特別是過濾器的汰換管理值通常是壓差超過0.035MPa即行汰換。

2) 檢視壓縮空氣流量與配管口徑是否恰當？

雖然未列出詳細數字，但假設讓流量 $20\text{m}^3/\text{min}$ ，初壓0.69MPa的壓縮空氣通100m直管，採用50A(2B)管時會有0.083MPa的壓差發生，用65A(2.5B)則變成0.022MPa。一般容許的壓降可達0.06MPa。

2) 遇到極少部份設備須要使用高空氣時，要考量整體壓力的高低而設定全部空壓機的輸出壓力；對局部高壓需求可用增壓缸加壓或專用壓縮機供應。

3) 對已過折舊期的生產設備就輸出壓力及空氣量與現有和新設備作成本比較，以檢討更新與否。



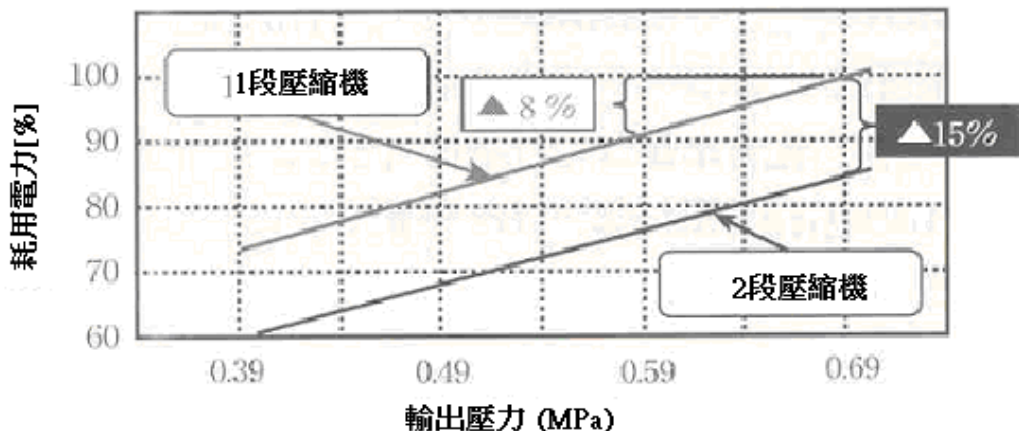
多段式壓縮優於單段壓縮例

理論空氣動力表(壓力：MPa/m³，動力：kW)

壓力 [MPa]	1段壓縮機 [kW]	2段壓縮機 [kW]
0.39	3.38	2.30
0.49	3.87	3.39
0.59	4.31	3.72
0.69	4.71	4.02
0.78	5.07	4.29

1m³/min的自由空氣作隔熱壓縮的理論動力需求，實際運作還要加上發熱損失、品牌損失、潤滑油攪拌損失等，需要搭載比動力表所列出更大的馬達。

空壓機之輸出壓力、壓縮段數與耗用電力之關係



例如：
更新2台75kW的需求時，有必要
檢討使用1台2段式150kW壓縮機
的可行性。



變頻調速在壓縮機上的節能應用

壓縮機的變頻調速節能原理

根據空氣壓縮理論，壓縮機的軸功率、排氣量和軸轉速符合下列公式：

$$P_r = \frac{M_r \times n}{9550} \qquad V_{d1} = k \times V_{h1} \times n_2$$

式中：

P_r — 壓縮機軸功率，kW；

M_r — 壓縮機輸入的平均軸扭矩，N·m；

n — 壓縮機軸轉速，r/min；

k — 與氣缸容積、溫度、壓力和洩露有關的係數；

n_2 — 變頻調節後的壓縮機轉速，r/min；

V_{h1} — 吸氣容積， m^3 ；

V_{d1} — 在 n_2 轉速下的排氣量， m^3/min 。

根據上述理論分析，在空氣壓縮機的吸氣容積一定（同一壓縮機容積一定）的條件下，只有調節壓縮機的轉速能改變排氣量，空氣壓縮機是恒轉矩負載，壓縮機軸功率與轉速呈正比變化，在壓縮機總排氣量大於用氣量時，通過降低壓縮機轉速調節供風壓力，是達到壓縮機經濟運轉的有效方法。可以選用的壓縮機變極電動機、改變皮帶輪傳動比、串級調速等調速方法中，變頻調速與其他調速方法相比，具有無極調速、容易實現自動控制、不用改變設備結構和安裝量小的特點。

變頻調速的優點是壓力給定方便，根據用氣量的變化隨時調整設定值，能夠實現壓力閉環運轉，實現壓縮空氣的恒壓供應，提高空壓機的運轉效率，達到節能的目的是。

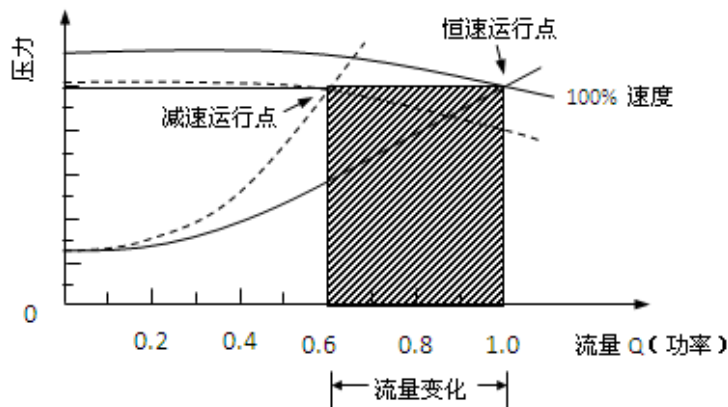


變頻調速在壓縮機上的節能應用

壓縮機變頻恒壓控制節能分析、計算

壓縮機系統為典型的恒轉矩負載特性，對於壓縮機的恒壓輸出系統而言，恒壓控制後系統運轉在恒轉矩變流量狀態。

在採用變頻調速時，系統流量需要減小時，降低壓縮機轉速，使壓縮機在規定壓力下低流量點運轉。壓縮機的輸入功率與流量成近似線性關係，如下圖所示。



因此壓縮機系統進行變頻改造後的節能效果主要決定於所運轉流量的大小，壓縮機的耗電量與流量成正比關係。

對於全速空頻運轉的壓縮機系統，採用卸載自動進行調節後，雖然總管道輸出壓力保持在一定範圍，但這時壓縮機電機運轉在輕載和滿載兩種狀態，白白浪費掉電機運轉在卸載狀態時的能量消耗，因此採用變頻恒壓控制改造後降低了壓縮機的運轉轉速，節約了能量的消耗。

系統改造後還可使系統實現軟啟動、軟停止，減少系統啟動對電網的衝擊，減少系統啟動次數，系統運轉平穩；由於壓縮機運轉轉速的降低，減少機械磨損，延長電機和壓縮機的使用壽命。



變頻調速在壓縮機上的節能應用

系統若採用壓力閉環控制方案改造後，可實現全自動控制，真正實現無人值守。
根據壓縮機的負載性質，我們可以得到壓縮機的輸入功率運算式：

$$P_r = P_k + P_y$$

式中：

- P_r — 壓縮機輸入功率 (kW) ；
- P_k — 壓縮機的空載損耗功率 (kW) ；
- P_y — 壓縮機的有效功率 (kW) ；

其中：

$$P_y = k \times Q \times P_{yl}$$

式中：

- k — 比例係數 ；
- Q — 壓縮空氣流量 (m³/min) ； P_{yl} — 壓縮空氣的壓力 (kPa) 。

由於空頻運轉時，壓縮機組運轉在滿載和空載兩種狀態，假設機組空載運轉時的系統損耗和滿載運轉時的系統損耗相同 (P_k) ，因此空頻運轉時電機消耗電能的運算式為：

$$W_{\text{空頻}} = (P_k + P_y) \times t_{\text{滿載}} + P_k \times t_{\text{空載}} = P_k \times t + P_y \times t_{\text{滿載}}$$

式中：

- $W_{\text{空頻}}$ — 空頻運轉壓縮機的耗能量 (kWh) ；
- t — 壓縮機空載、滿載執行時間和 (h) ；
- $t_{\text{滿載}}$ — 壓縮機滿載執行時間 (h) ；
- $t_{\text{空載}}$ — 壓縮機空載執行時間 (h) 。



變頻調速在壓縮機上的節能應用

機組在變頻運轉時，在恒壓控制時壓縮機的輸入功率和流量成正比，根據壓縮機的工作特性，壓縮機組的流量與轉速成正比，即與電機的運轉頻率成正比，由此可得：

$$Q_{\text{變頻}} = \frac{f_I}{f_e} \times Q_e \quad \text{即} \quad \frac{Q_{\text{變頻}}}{Q_e} = \frac{f_I}{f_e}$$

式中：

- $Q_{\text{變頻}}$ — 壓縮機在變頻運轉時的流量 (m³/min) ；
- f_I — 壓縮機拖動電機變頻運轉頻率 (Hz) ；
- f_e — 電機空頻運轉頻率 (Hz) ；
- Q_e — 壓縮機在空頻運轉時的流量 (m³/min) 。

壓縮機組採用變頻運轉後，要保證用戶的用風量，這樣同一執行時間下變頻運轉的壓縮風量應與空頻運轉相同，因此有：

$$Q_{\text{變頻}} \times t = Q_e \times t_{\text{滿載}} \quad \text{即} \quad \frac{Q_{\text{變頻}}}{Q_e} = \frac{t_{\text{滿載}}}{t}$$

式中：

- t — 空頻運轉時滿載與空載時間和 (h) ；
- $t_{\text{滿載}}$ — 空頻運轉時滿載執行時間 (h) 。

由上式可知：

$$\frac{f_I}{f_e} = \frac{t_{\text{滿載}}}{t}$$

從上述公式的推導可以看出，由於工、變頻運轉壓力要保持不變（這裡忽略空頻運轉時的壓力變化），變頻運轉時壓縮機組的輸入功率為：

$$P_{y\text{變頻}} = \frac{t_{\text{滿載}}}{t} \times P_y \quad \text{即} \quad \frac{P_{y\text{變頻}}}{P_y} = \frac{t_{\text{滿載}}}{t}$$

式中：

- $P_{y\text{變頻}}$ — 壓縮機在變頻運轉時的有效功率 (kW) ；
- P_y — 壓縮機在空頻運轉時的有效功率 (kW) 。

變頻調速在壓縮機上的節能應用

變頻運轉壓縮機的耗能量為：

$$W_{\text{變頻}} = (P_k^{\text{變頻}} + P_y^{\text{變頻}}) \times t$$

式中：

$P_k^{\text{變頻}}$ —壓縮機在變頻運轉時的流損耗功率損(kW)。

根據機械負載的特點，近似認為機械損耗功率與轉速成正比，可知：

$$P_k^{\text{變頻}} = P_k \times \frac{t_{\text{滿載}}}{t}$$

變頻運轉壓縮機的耗能量為：

$$W_{\text{變頻}} = P_k \times t_{\text{滿載}} + P_y^{\text{變頻}} \times t = P_k \times t_{\text{滿載}} + P_y \times t_{\text{滿載}}$$

式中：

$W_{\text{變頻}}$ —變頻運轉壓縮機的耗能量(kWh)。

使用變頻後壓縮機軸端輸入功率減少量為：

$$\Delta W_Z = W_{\text{空頻}} - W_{\text{變頻}} = P_k \times (t - t_{\text{滿載}}) = P_k \times t_{\text{空載}}$$

式中：

$t_{\text{空載}}$ —空頻運轉時空載執行時間(h)；

ΔW_Z —壓縮機軸輸入能量節約量(kWh)。

以上計算得到了壓縮機軸輸入(電機軸輸出)能量節約量，我們假設變頻器使用前後的電機效率不變，得到系統耗電量的節約量(節能量)：

$$P_k = \sqrt{3} \times U \times I_{\text{空載}} \times \cos \varphi \times \eta$$

式中：

U —壓縮機電機的運轉電壓(V)；

$I_{\text{空載}}$ —壓縮機電機空載運轉時的電機電流(A)；

$\cos \varphi$ —壓縮機電機空載運轉時電機的功率因數。

因此可以得到節能量為：

$$\Delta W = \sqrt{3} \times U \times I_{\text{空載}} \times \cos \varphi \times t_{\text{空載}}$$

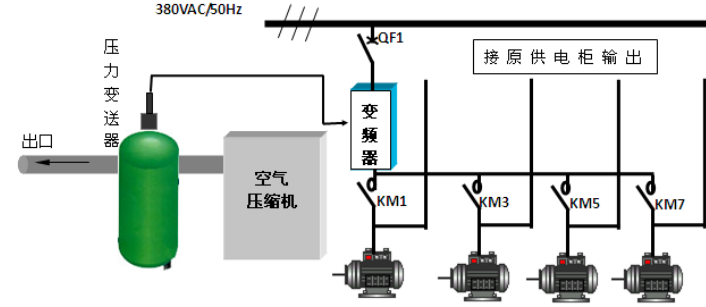
這樣我們只要檢測到壓縮機空載運轉時的電機電壓、電流、功率因數以及某時間段內的壓縮機系統的空載執行時間和，就可計算出該時間段內的節能量。

以上的計算為理論計算，在計算過程中忽略了一些次要因素，計算結果僅供參考，實際的節能效果要根據實際

壓縮機變頻改造案例

變頻改造技術方案

該系統是採用一拖四方案，利用一台變頻器對四台壓縮機進行變頻控制，在運轉時可根據需要通過人工確定空頻、變頻運轉的壓縮機，也可系統智慧完成壓縮機的循環切換，實現恒壓供風。在安裝時，保留原壓縮機的供電櫃，將原壓縮機的供電櫃輸出接到變頻控制櫃的相對應接觸器上，對原壓縮機系統的控制進行相應的改造，滿足變頻運轉和空頻運轉兩種工作狀態對壓縮機控制的要求



，實現空頻和變頻互鎖，操作時只需要按原操作方式對壓縮機進行操作即可，系統原理如右圖。

在設備運轉時，首先選擇強制退出運轉的壓縮機，系統根據投入運轉的壓縮機自動分配變頻運轉和空頻運轉的壓縮機，並啟動首先變頻運轉的壓縮機，變頻器拖動該壓縮機組變頻啟動並運轉，當壓縮機運轉到額定轉速時還達不到設定壓力，變頻控制裝置自動將該壓縮機切換到空頻運轉，然後變頻啟動另一台壓縮機並變頻運轉，變頻控制的壓縮機組運轉頻率降低到設定下限，管網壓力還高於壓力設定值時，裝置自動切除空頻運轉的壓縮機，如此循環進行。

在一台160kW 和一台75kW 壓縮機能滿足要求時，自動將75kW 變頻運轉，160kW 空頻運轉。

在變頻器需要檢修時，可以繼續採用空頻運轉方案。

節電率計算

根據節能分析中的節能量計算公式，每天執行時間按24 小時計算，功率因數為0.85，可計算出一個滿載、空載週期節約能量為（認為功率因數在空載和滿載運轉時相同）：

$$\Delta W = \sqrt{3} \times U \times I_{\text{空載}} \times \cos\varphi \times t_{\text{空載}} = \Delta W = \sqrt{3} \times 400 \times 120 \times 0.85 \times 12 = 848 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

目前一個滿載—空載週期總耗能為：

$$\Delta W = \sqrt{3} \times U \times (I_{\text{空載}} \times t_{\text{空載}} + I_{\text{滿載}} \times t_{\text{滿載}}) \times \cos\varphi = \sqrt{3} \times 400 \times (120 \times 12 + 265 \times 12) \times 0.85 = 2721 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

因此節電率約為：31%

每年運轉按330 天計算，這樣每年可節約電能：

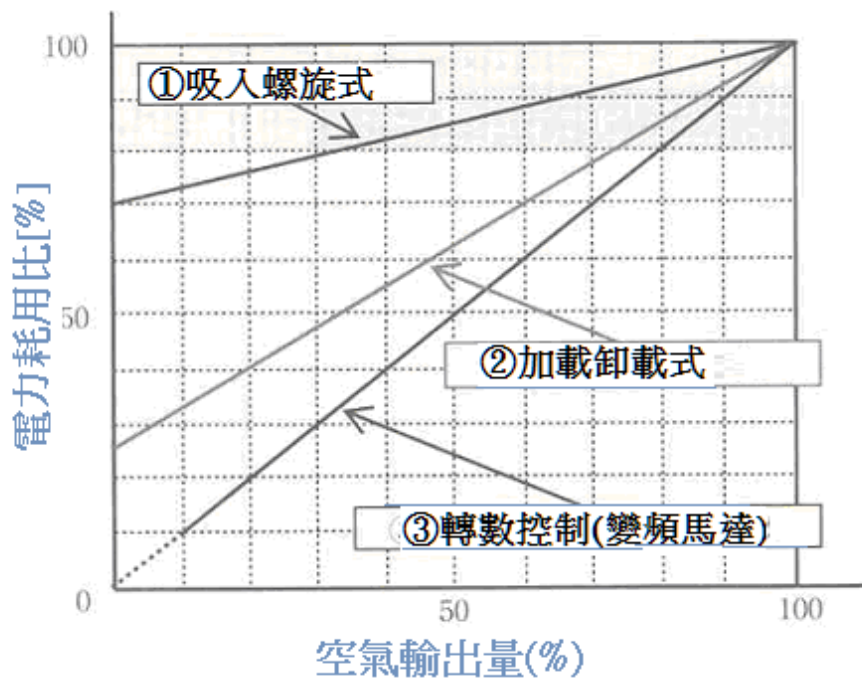
$$W = \Delta W \times 330 = 279840 \text{ 節約 (kW} \cdot \text{h)}$$

電費按3元/度計算，年可節約電費：279840×3=84（萬元）

運轉系統連鎖控制之節能

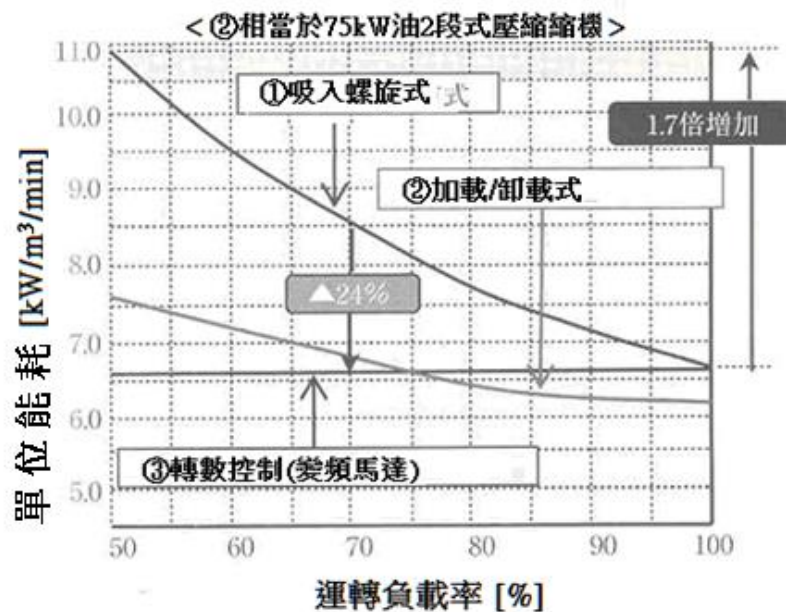
1. 變頻機之外，以全負載運轉的效率最佳

不同卸載方式的動力曲線



吸入螺旋式在降低50%的空氣使用量時的耗能仍維持在全負載的85%。

運轉負載率與單位能耗(kW/CMM：壓縮1m³的空氣每分鐘所需要的動力)的關係



吸入螺旋式在全載時比動力為6.6kW/CMM；但負載率降到50%時反而增加到11kW/CMM。



壓縮空氣洩漏對策

日本在一般壓縮空氣的洩漏量超過工廠空氣使用量的10~20%、造成龐大的能源浪費。首先要認識空氣洩漏的成本損失，如下表，僅有1個1mm直徑的孔穴每年會造成23,000圓的損失，100個的總損失就相當於1台37kW空壓機全載運轉的量。

依據調查結果：

1. 配管、接頭、設備接口是最容易發生洩漏的地方；
2. 其次是減壓閥螺蓋及洩放口及電磁閥歧管墊片等部份。
3. 噴槍氣閥障所引起噴洩等大量洩逸也不免看見。

防止壓縮空氣洩漏對策請依以下步驟：

1. 完全依手冊實施工廠內壓縮空氣洩漏調查。
2. 使用流量計及攜帶型測漏計測定洩漏量。
3. 蒐集、分析洩漏調查結果、掌握壓縮空氣漏實況並探討改善對策。
4. 針對配管、接頭、機器接口及構造尋求妥善的施工及維修等標準化處理程序。
5. 在配管分歧及機械設備入口設計停氣閥及餘壓排放閥，並與運轉作連動啟閉。對消除壓縮空氣洩漏採取規劃-進行-檢查-修改的日常化作業。
6. 確立、實施防保養體系，並持之以恆。

空氣洩漏的成本損失

孔徑(mm)	空氣洩漏量[dm ³ /min(ANR)]	年洩漏量 m ³ /年(ANR)	年成本損失[圓/年]
0.5	13	1.9 x 10 ³	0.6萬
1	51	7.7 x 10 ³	2.3萬
2	204	30.6 x 10 ³	9.2萬
3	459	68.9 x 10 ³	20.7萬
4	816	123 x 10 ³	36.7萬
5	1,275	191 x 10 ³	57.4萬



壓縮空氣系統集中控制技術

在空壓機系統中，相對單台空壓機的調整，空壓機系統的整體自動調控具有更重要的意義：

- 單台空壓機無法保證空壓系統整體供氣壓力的穩定。
- 整體的負載平衡，減少排氣放空，可以節約更多的能源，節省人力成本。
- 可以實現無人操作，根據實際需要自動開機或載入空壓機以保持系統壓力。
- 可以定時間斷地記錄空壓機運轉資料和報警，如跳車、喘振、通訊故障、壓力等。
- 自動控制具有以下優點：
 - 操作簡單，可以實現無人值守；
 - 良好的即時調節，防止了人為因素滯後；
 - 具有高可靠性；
 - 減輕工作人員負擔；
 - 節省人力成本。
- 需要控制的參數和可能的控制方式：
- 空壓站需要的控制需求：
 - 高、低壓供氣壓力控制（機組自動開停控制）；
 - 系統自動排水控制；
 - 循環水液位控制和自動加藥控制；
 - 所需壓縮空氣溫度、循環水溫度等參數控制等。
- 空壓系統的整體自動調控一般可以使用以下兩種方式來實現：
 - 1) 採用PLC 系統進行通訊和控制。
 - 2) 採用編制的控制軟體。

適用範圍

壓縮空氣系統集中控制技術主要適用於壓縮空氣使用量比較大，配備空壓機群，負荷變化比較大的壓縮空氣系統。主要針對的機型為螺旋空壓機。



壓縮空氣系統集中控制技術

案例簡介

某廠採購IR 的MM250 的螺旋式空壓機壓，同時為實現空壓站房的無人值守標準，在工廠的空壓站，配有相應處理量的冷凍式乾燥器。空壓機設備自身帶有的SG控制器，能夠自動控制和保護主機的運轉，自動提示工作信息，具有故障報警和保護停機功能，能自動根據用氣量的大小載入或卸載，並配有LCD 顯示幕供現場觀察各工藝參數和設備狀態，具有RS422/485 通訊介面。

可以實現與現場控制室電腦監控系統的完整連接。

改造措施：

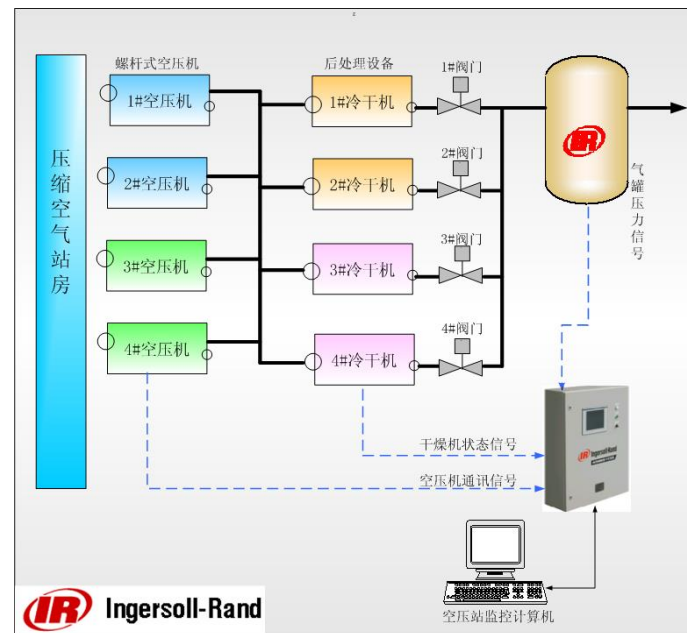
1) 空壓機的自動控制

在已有的PLC 系統中，沒有實現空壓機系統的整體調控功能。由於空壓機自帶的SG 控制器提供RS422/485 通訊介面，所有的資料獲取和控制功能都通過通訊介面來實現，對比原有的控制系統，不需要增加硬體設備的投資，只需要改進和增加控制軟體即可實現空壓機系統的整體控制。

除空壓機設備外，還可以將與空壓機配套的冷凍式乾燥器集成到RS422/485網絡中來，實現壓縮空氣系統供氣設備的全面自控。

2) 空壓站其他系統的自動控制

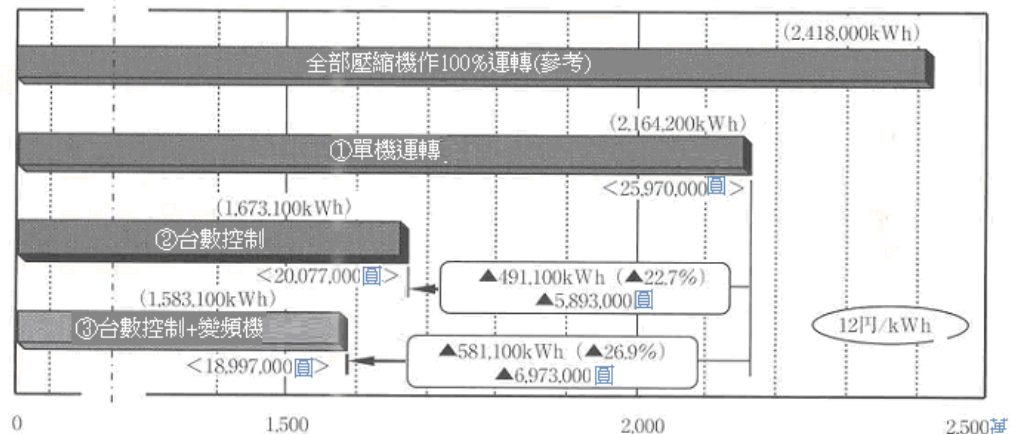
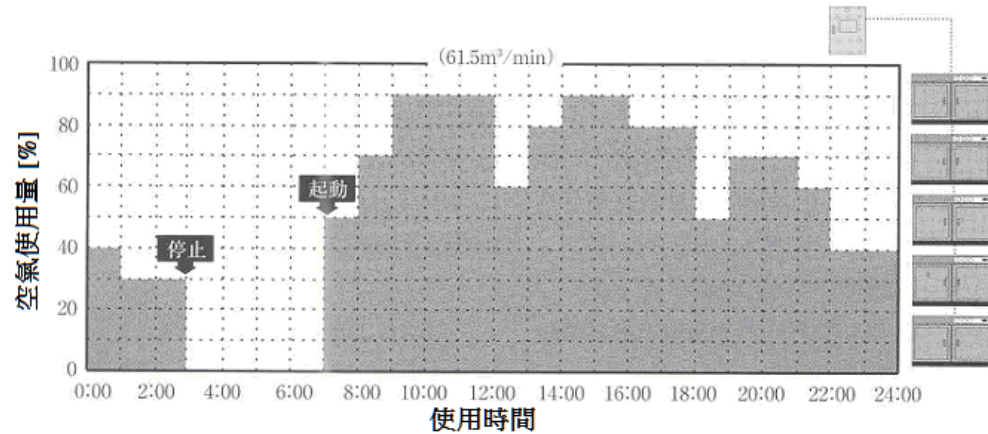
除空壓機供氣系統外，空壓站的其他系統也需要進行自動控制，如水循環冷卻系統等。這些系統的控制方法與空壓機供氣系統不同，主要是採用傳統控制模式。使用儀錶採集需要的運轉參數，進行資料處理和分析運算後，輸出控制信號給執行機構就可以實現系統的自動控制。



單機運轉到「台數控制+變頻機」的改善案例

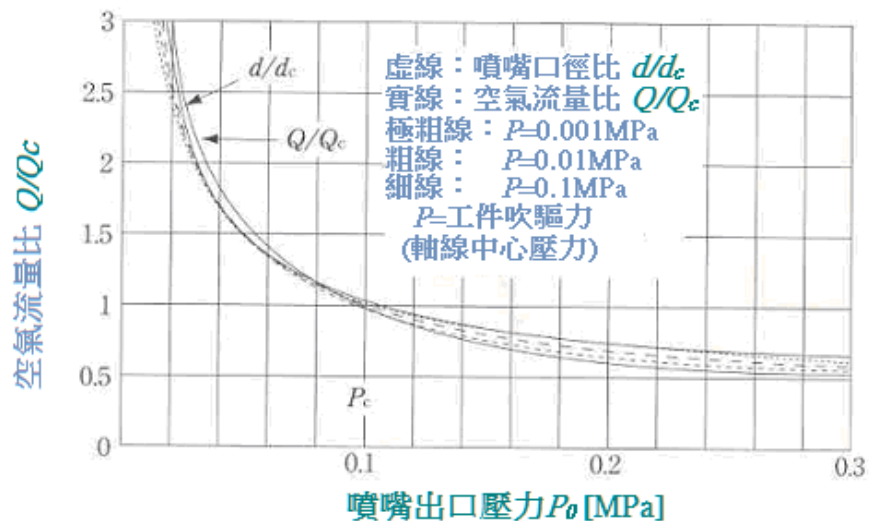
5台油冷卻螺旋空壓機運轉中，假設容量75kW，馬達效率93%，年運轉時數6,000小時，電費12圓/度。工廠壓縮空氣消費動態如下圖所示，採取下列手法改善後，耗電節省計算如下：

- 1) 早晨7點，5台單機起動，至凌晨3點全數關機，每年運轉300天，其消耗電力為2,164,200kWh。
- 2) 採取先開先停方式(運轉時間一致化並減少啟停機頻率)，而且指定1台作為容量調整機之外，安裝台數控制盤鎖定100%負載運轉，年耗電降為1,673,100kWh，每年電費預期比(1)減少5,893,000圓。
- 3) 至於台數控制盤費用，含按裝工程費約2,300,000圓；其1台更新為變頻機，耗電為1,583,100kWh，預期每年比(1)降低6,973,000圓電費。
- 4) 但(2)所導入的台數控制盤必須要能有效控制變頻機。如能完成的改善，則在各種壓縮空氣使用變動中，電力都可維持在約在一定值。如右圖顯示此等改善所帶來耗電減少的比較情形。





噴槍噴嘴口徑小壓力高案例



吹驅壓力與距離保持固定時噴嘴出口壓力
與空氣流量之關係

案例 降低空氣流的量

	噴嘴口徑 [mm]	出口壓力 [MPa]	吹驅壓力 [MPa]	工件距離 [mm]	空氣流量 [dm ³ /min(ANR)]
現狀	4	0.02	0.0014	100	121
改善1	1.7	0.10	0.0014	100	49
改善2	1	0.28	0.0014	100	33

噴嘴出口壓力能提高到0.1MPa以上，噴嘴口徑就會縮小到 $4 \div 2.3 = 1.7\text{mm}$ ，空氣流量則降低到 $121 \div 2.5 = 49\text{dm}^3/\text{min(ANR)}$ 。如果再將噴嘴口徑縮小到1mm，依 $d/d_c = 1 \div 1.7 = 0.59$ 時，照圖示噴嘴出口壓力變成0.28MPa，此時流量比 $Q/Q_c = 0.66$ ，空氣流量為 $49 \times 0.66 = 33\text{dm}^3/\text{min(ANR)}$ ，也就是降低成目前的1/4。

橫軸表示噴嘴出口壓力，縱軸表示噴嘴出口壓力為0.1MPa時為基準的空氣流量比。所對應的噴嘴口徑也一併出示。

如左圖所示，噴嘴出口壓力低於0.1MPa，氣流就變成次音速，流量勢必隨壓力之降低而激增。某些空氣吹驅的工作時噴嘴出口壓力最少要設定在0.1MPa以上是降低空氣流量的第一條件。如果再提高噴嘴出口壓力並儘量用較小口徑噴嘴，空氣使用量就能降到最低。

例如使用4mm口徑的噴嘴，與工件保持100mm，出口壓力若為0.02MPa，它的吹驅氣流壓力是0.0014MPa，此時的空氣流量為 $121\text{dm}^3/\text{min(ANR)}$ 。



空壓排放廢熱回收案例

計算方式大略分三類

1. 熱氣排放量(溫度、風量)
2. 水冷式(溫度、流量)
3. 利用總耗電量計算(如下)

以螺旋式壓縮機為例

- 總電力消耗量：123.4 kW
- 馬達機組所需電力消耗量：111 kW
- 馬達效率：90%
- 運轉時數：6,000小時/年
- 電力價格：2.5元/kwh
- 熱源可用率：75%

備註：約有60% -90%能源轉為熱能

約可回收70-80%熱能

可提供50-80°C熱水

✓可用能源： $0.75 \times 123.4 \text{ kW} = 92.55 \text{ kW}$

✓節約量： $92.55 \text{ kW} \times 6000 \text{ h} = 555,300 \text{ kWh/年}$

✓節約費用= $555,300 \text{ kWh/年} \times 2.5 \text{ 元/kwh} = 1,388,250 \text{ 元/年}$



空壓機排放熱之廢熱回收

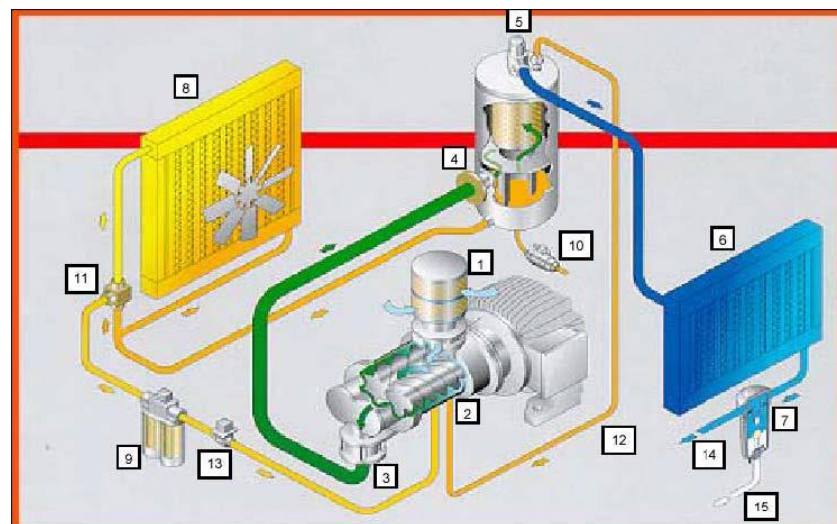
噴油螺旋式空壓機熱回收原理分析

噴油螺旋式空壓機的油主要有三個作用⊕(1)冷卻-吸收壓縮熱(2)密封(3)潤滑。

氣路：由右下圖的1，進入機頭經過螺旋式壓縮後，油氣混合物由排氣口3排出，經過管路系統，和油氣分離系統，進入後冷卻器，將高溫的壓縮空氣降低到可接受的程度（各廠家不同），此次改造的某廠牌壓縮機，壓縮空氣經過後冷器後額定出口溫度參數為，比環境高 8°C 。

油路：當油氣混合物由主機出口排出，在油氣分離筒體冷卻油和壓縮空氣分離。然後經過相應的油路。進入油冷卻器，將高溫的油通過冷卻排風扇將熱量帶走，然後冷卻的油經過相應的油路後重新噴入主機，進行冷卻、密封和潤滑。如此反復。

- 噴油螺旋式壓縮機，其主機出口油溫一般可以達到 $90-105^{\circ}\text{C}$ ，噴油溫度（即經過冷卻後）一般控制在 $65-75^{\circ}\text{C}$ 左右。
- 噴油螺旋式壓縮機的輸入功率大約有80%（大部分軸功率）是作為通過冷卻器帶走的熱量，將其排氣熱散耗在大氣中。
- 冷卻器又分空氣冷卻器和油冷卻器，根據相關的技術資料，油冷卻器帶走大約總散熱量45%-55%的熱量。如以50%計算，通過的油冷卻器的散熱量大約占空壓機輸入功率的40%。



空壓排放廢熱回收

技術方案

噴油螺旋壓縮機提供優質的熱源(冷卻油)，通過控制，出口水溫可達60°C以上。同時由於空壓站緊鄰鍋爐房旁，蒸汽鍋爐每天需要補充軟水在30t左右。一般進水溫度為20°C左右的常溫水，補水根據軟水箱的水位進行控制，水位低，便進行相應的補水。此次改造通過回收空壓機冷卻油中的熱量，對鍋爐補充水進行預熱。具體的系統流程如圖。

軟水由水泵抽出，進入空壓機的熱回收裝置，在油冷卻器管道上裝探頭，探測油溫的同時控制冷卻排風扇的變頻器。在滿足空壓機能承受正常油溫的前提下，通過油溫感應器降低排風扇轉速，讓熱交換器聚熱，用循環的軟水來帶走熱交換器熱量，使軟水溫升高後通過水泵打入軟水箱。依此不斷地進行循環。

水箱溫度逐漸升高，具體的升溫速度和軟水的循環速度等因素有關。此加熱方式，即使水泵出現故障，由於感應器對油溫探測的回饋，使變頻器接到信號後，冷卻器排風扇加速運轉，保證空壓機正常運轉。而水泵故障的停止，也不會影響鍋爐的正常補水，當然更不會影響壓縮機的正常散熱和工作，對原有的兩個系統不會帶來任何負面的影響，具有很高的安全性。

此次熱回收綜合系統改造內容：

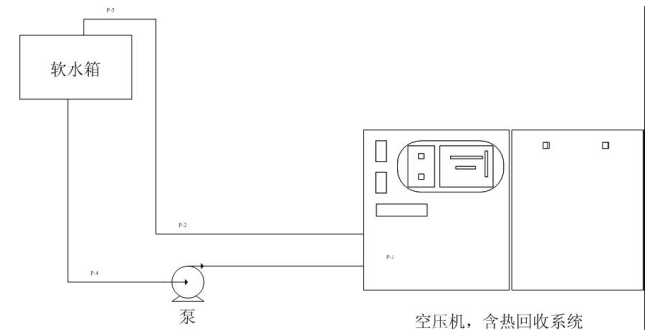
- 空壓機油路循環熱交換改造及控制
- 風扇變頻控制系統
- 水泵+管線(碳鋼管)+保溫等：

某年4/29日9:00，24小時的時間內，在循環加熱補充過程中觀察得到水箱的水溫在54°C-67°C範圍內波動，平均水箱溫度為59.8°C。24小時補水共計30t。

由於氣溫相對較高，補水平均溫度為25°C，則平均溫升為35°C，補水量為30t=30,000kg，則此24小時熱量為：

$$Q1 = mCp \Delta t$$

$$30000 \times 4.2 \times 35 = 4410,000 \text{kJ} = 4410 \text{MJ}$$





空壓排放廢熱回收例

以一台160kW 為例，其油路冷卻可供回收的熱量大約有 $160 \times 40\% = 64\text{kW}$ 。
如果一台滿載的160kW 空壓機24小時運轉，其每天可供回收的熱量為：

$$Q = P \times t = 64 \times 3.6\text{MJ} \times 24 = 5529.6\text{MJ}$$

式中：

Q — 熱量 (kJ) ；

1 kwh = 3.60 MJ 百萬焦耳；

P — 功率(kW)；

t — 時間(s)。

如果考慮進水 20°C 加熱至 60°C ，那麼水溫升為 40°C 。這樣可確定一台壓縮機每天可加熱多少噸熱水：

$$m = Q / C_p / \Delta t$$
$$5,529,600\text{kJ} \div 4.2\text{kJ/kgK} \div 40\text{K} = 32914.3\text{kg} = 32.9\text{t}$$

式中：

m — 水的品質(kg)；

Q — 熱量 (kJ) ；

C — 水的比熱 (4.2kJ/kg.K) ；

Δt — 溫差(K)。

即160kW 壓縮機運轉一天，通過合理地進行改造壓縮機，在不影響壓縮機正常工作的前提下，與現有的鍋爐補水系統進行整合，理論上完全可以在一天內將32.9t 水提高 40°C 以上用於鍋爐補水預熱，減少燃油和天然氣的消耗量，同時減少 CO_2 的排放。



動力用空氣壓縮機（站）經濟運轉與節能監測

➤ 運轉技術要求

- ◆ 空氣壓縮機吸氣溫度應不大於40℃。
- ◆ 水冷活塞壓縮機排氣溫度應不大於160℃，風冷活塞壓縮機排氣溫度應不大於180℃。
- ◆ 有油螺旋壓縮機排氣溫度應不大於100℃，無油螺桿壓縮機排氣溫度應不大於220℃。
- ◆ 站房供氣壓力波動應不大於0.04MPa。
- ◆ 水冷壓縮空氣機組的冷卻水應循環使用，冷卻水的水質應符合GB 50050 的規定。
- ◆ 活塞空氣壓縮機冷卻水的供水壓力，應符合GB/T 13279 的規定，螺旋空氣壓縮機冷卻水的供水壓力，應符合GB/T 13278 的規定，其供水壓力均不大於0.4MPa。
- ◆ 水冷往復式空氣壓縮機冷卻水量應符合GB/T13279 的規定，水冷螺旋空氣壓縮機冷卻水量應符合GB/T13278 的規定。

➤ 電能消耗考核

- ◆ 按照計量器具的讀數，做好電能消耗和產氣量的統計匯總。
- ◆ 根據企業實際情況，設定空氣壓縮機最低工作壓力。
- ◆ 根據企業生產區域佈局，實行供氣區域控制，減少管網損失。
- ◆ 節假日局部用氣，宜採用移動式空氣壓縮機（如有）。
- ◆ 空氣壓機組用電單耗和空氣壓縮機（站）系統用電單耗。
- ◆ 空氣壓縮機組滿負荷運轉用電單耗指標如下表

機組（系統）額定供氣量	用電單耗 (kW · h/ kNm ³)	
	經濟運轉值	合格值
Nm ³ /min		
額定供氣量 ≤ 10	125	127
10 < 額定供氣量 ≤ 20	118	120
額定供氣量 > 20	112	113
備註1：表中用電單耗指標是指空氣壓縮機排氣壓力為0.7MPa條件下的數據		



動力用空氣壓縮機（站）經濟運轉與節能監測

- 空氣壓縮機（站）系統用電單耗
 - a) 空氣壓縮機(站)系統根據供氣品質分為3類：
 - 第1類 供氣無潔淨度要求和無濕度要求；
 - 第2類 供氣有濕度要求，壓力露點介於0-10℃；
 - 第3類 供氣有較高濕度要求，壓力露點小於-20℃，且有較高潔淨度要求。
 - b) 空氣壓縮機（站）系統用電單耗根據供氣品質分類，在空氣壓縮機組用電單耗基礎上乘以分類係數。分類係數如下左表。
 - c) 空氣壓縮機（站）系統用電單耗指標如右表。

空氣壓縮機（站）系統分類係數表

運轉類別	第一類	第二類	第三類
額定供氣量 ≤ 20 Nm ³ /min	1.1	1.14	1.20
1額定供氣量 > 20 Nm ³ /min	1.05	1.09	1.15

空氣壓縮機（站）系統用電單耗

機組（系統）額定供氣量		用電單耗 (kW · h/ kNm ³)	
Nm ³ /min		經濟運轉值	合格值
額定供氣量 ≤ 10	第一類	138	140
	第二類	143	145
	第三類	150	152
10 < 額定供氣量 ≤ 20	第一類	130	132
	第二類	135	137
	第三類	142	144
額定供氣量 > 20	第一類	118	119
	第二類	122	123
	第三類	129	130

備註1：表中用電單耗指標是指空氣壓縮機排氣壓力為 0.7MPa條件下的數據



動力用空氣壓縮機（站）經濟運轉與節能監測

➤ 標準流量用電單耗

標準流量平均用電單耗按式（1）計算：

$$D = \frac{W}{V_b} K_1 K_2 \dots \dots \dots (1)$$

式中：

D ：統計期內標準流量平均用電單耗，單位為千瓦時每千標準立方米（kW·h/kNm³）；

W ：統計期內空氣壓縮機（站）系統總耗電量（kW·h）；

V_b ：準流量，是以工作狀態下的體積流量 V_g 折算到標準狀態的流量，按式（2）計算；

K_1 ：冷卻水修正係數，新鮮水 $K_1=1.03$ ，循環水或複用水時 $K_1=1.00$ ；

K_2 ：壓力修正係數，按式（3）或（4）計算。

備註1）計算空氣壓縮機組用電單耗时，式中 W 為壓縮機組耗電量、流量資料取壓縮機組出口。

備註2）計算空氣壓縮機（站）系統用電單耗时，式中 W 包括壓縮機組耗電量、乾燥器製冷設備或加熱器的用電量，流量資料取供氣總管起始端。

➤ 標準流量按式（2）計算：

$$V_b = V_g \frac{T_b P_g}{T_g P_b} \dots \dots \dots (2)$$

式中：

V_g ：統計期內空氣壓縮機（站）系統工作狀態下的體積流量，單位為立方米（m³）；

T_b ：標準狀態溫度，273.15K；

P_b ：標準狀態絕對壓力，0.1013MPa；

T_g ：空氣壓縮機出口處工作狀態下的平均絕對溫度，單位為開爾文（K）；

P_g ：空氣壓縮機出口處工作狀態下的平均絕對壓力，單位為兆帕（MPa）。

➤ 空氣壓縮機組排氣壓力修正係數

空氣壓縮機組在排氣壓力為0.7 MPa（表壓）下工作時 $K_2=1$ ，對於其它工作壓力的修正係數 K_2 按式（3）和式（4）進行計算：

單級：
$$K_2 = \frac{0.8114}{\left(\frac{P_g}{P_b}\right)^{0.2857} - 1} \dots \dots \dots (3)$$

雙級：
$$K_2 = \frac{0.3459}{\left(\frac{P_g}{P_b}\right)^{0.1429} - 1} \dots \dots \dots (3)$$



空調系統節能技術與案例



一次泵變流量系統的節能與控制

一次泵變流量和二次泵系統的主要區別

項目名稱	VPF 系統	一次/二次泵系統
泵	變速一次泵	恆速一次泵，變速二次泵
變流量	機組及分佈系統（水系統）	僅分佈系統
負荷控制	流量需求獨立	流量需求和機組負荷對應
旁通管	通過調節閥旁通機組最小水流量	平衡一次和二次水路
控制要求	複雜	簡單

- 兩種系統最明顯的區別是一次泵變流量系統中冰水機組冰水側的定流量泵變為變流量，通過變流量泵來完成整個冰水系統的循環和分配的。
- 兩個系統的另一個明顯區別是，二次泵系統中冰水機組和一次泵是配對運轉的，即冰水機組運轉時，一次泵保持恒定流量，當負荷增大而載入一台機組時，其對應的冰水泵先開啟；當負荷降低需要減少一台冰機時，先關閉一台冰機然後關閉對應的一次泵。
- 一次泵和冰水機組是連鎖的。然而一次泵變流量系統中獨立控制一次泵和獨立匹配冰水機組運轉序列。
- 空調一次泵採用變流量設計，應綜合考慮主機的變水量性能，選擇合適的空調機組。
- VPF 有一定的應用場合，不是所有的中央空調系統都可採用，應在採用VPF前進行可行性分析。
- VPF 對機組能效一定有影響，會造成機組能效的降低，應從水泵和機組的運轉費用兩方面考慮系統能耗。
- 採用VPF 系統不僅可以節能初投資，而且能夠很大程度的降低HVAC 系統的能耗，充分體現節能的特點，有著廣闊的市場前景。
- VPF 系統對控制要求很高，需要經驗豐富的廠家來完成系統的調試和控制。



一次泵變流量系統的節能與控制例



一次泵變流量系統的節能與控制例

Intel 公司對研發中心的環境溫度、空氣品質要求非常高。約克ISN 群控系統主要從整體上對空調機房進行綜合的優化與自動控制，根據氣候以及負荷需求情況，利用監測到的系統的溫度、壓力等參數，來調整和控制變頻水泵的運轉策略。有效地解決了一次泵變水量與機組系統運轉之間的矛盾，實現研發中心恒溫、恒濕變頻自動控制。在實現無人自動控制的同時，最大限度地實現空調系統的節能，實現自動控制節能與變頻節能雙重節能功能。

機組配置：3 台YORK YS 900 冷噸(3165KW)（螺旋機組）、3 台一次泵110kW，其控制要求：3 台YS 機組自動切換、互為備用，一次泵變頻控制，季節模式切換：

由水泵流量、揚程、功率等關聯式可以計算出：

功率節約

轉速%	流量%	揚程%	功率%	節省功率%	轉速%	流量%	揚程%	功率%	節省功率%
100	100	100	100	NA	50	50	25	13	9
90	90	81	73	27	40	40	16	6.4	6
80	80	64	51	22	30	30	9	2.7	4
70	70	49	34	17	20	20	4	0.8	2
60	60	36	22	13	10	10	1	0.1	1



一次泵變流量系統的節能與控制例

機組配置：3 台YORK YS900 冷凍噸(3165KW)（螺旋機組）、3台一次泵110kW，其控制要求：3 台YS 機組自動切換、互為備用，一次泵變頻控制，季節模式切換：由水泵流量、揚程、功率等關聯式可以計算出：

轉速%	流量%	揚程%	功率%	節省功率%	轉速%	流量%	揚程%	功率%	節省功率%
100	100	100	100	NA	50	50	25	13	9
90	90	81	73	27	40	40	16	6.4	6
80	80	64	51	22	30	30	9	2.7	4
70	70	49	34	17	20	20	4	0.8	2

1) 冰水一次泵節省運轉費用計算

在一年中100%滿負荷運轉2個月，此時冰水泵實際運轉負載90%，剩餘4個月80%負荷運轉，每天運轉10 個小時，則計算可得：

每年節省耗電量 $110\text{kW}/\text{台} \times 3\text{台} \times 10\text{小時}/\text{天} \times 30\text{天}/\text{月} \times (22\% \times 4\text{個月} + 27\% \times 2\text{個月}) = 140,580 \text{ kWh}$

對於結合約克ISN 群控系統的變頻方案，則還可以在此基礎上節約空調機房設備年運轉費用的5~10%。

使用ISN 群控系統的變頻方案每年還可節電：

$110 \times 3 \times 10 \times 180 \times 0.05 = 29,700 \text{ kWh}$

總計節能能耗 $140,580 + 29,700 = 170,280 \text{ kWh}$

按照上海市平均電價0.832 元/度，則使用變頻器+ISN 機房群控系統的年節電費用為141672.96 元。

2) 水泵變頻改造成本：283,020元

3) 投資回收期

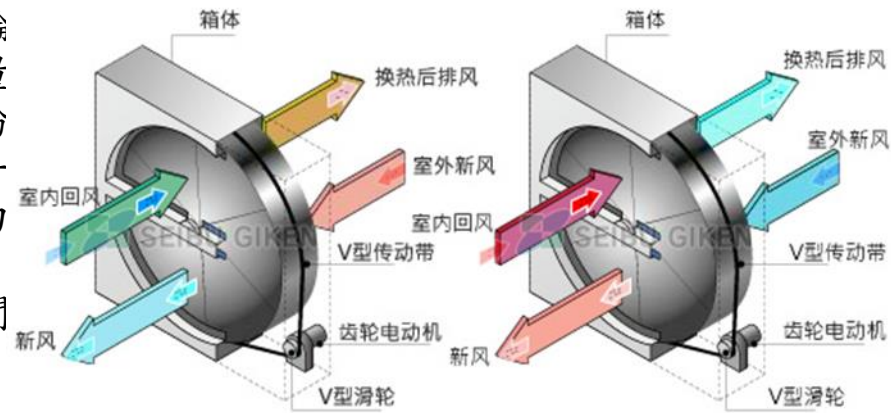
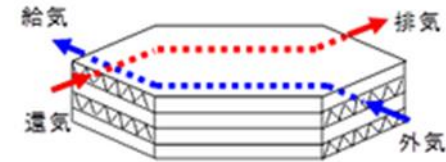
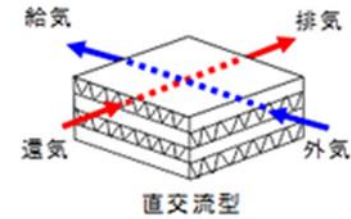
由靜態投資回收期計算方法可以求算出投資回收期為：

$283020/141672.96 = 2 \text{ 年}$

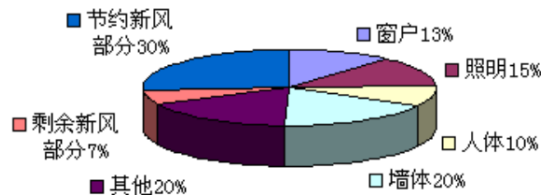
新風換熱器節能技術

全熱交換器系統即是利用將空調回風和新鮮空氣進行能量之交換而降低引入空調外氣所增加之荷，減少冰機用電量。

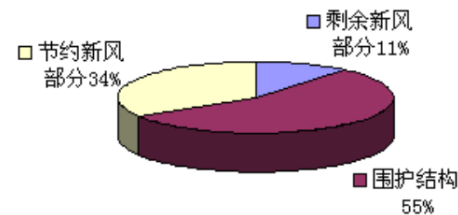
- **靜止型交叉流式**：全熱交換器內有許多流道，以隔板與密封裝置將兩股流分開。隔板多以可滲透之纖維製成，一邊吸收之水就可以滲透到另一邊讓另一股流帶出全熱交換器。這種設備本身不需有動力，維護簡單。(家用小型空調機)
- **迴轉式**：需用一個小馬達造成這種蜂巢輪之轉動，蜂巢內為無數小通道，形成很大的交換面積。轉輪上需有裝置將之分成兩側，外氣流經一側，其熱量與濕氣有一部份被吸收在轉輪裡，已達飽和之部份持續的轉到另一側。較低溫及低濕之排氣流經另一側，將熱量與濕氣自轉輪帶走，達到吸熱吸濕能力再生之效果。國內目前偏重於小型空調機的使用，在大型空調系統因回收年限長與轉輪顆粒產生疑問(影響生產品質)。
- 能耗分析(因個案而定)



夏季采用新风换热系统空调负荷比例



冬季采用新风换热系统空调负荷比例
(以上比值可能因各地气候及其他环境条件的影响而不同)



中央空調系統綜合控制節能技術例

超威半導體技術(中國)有限公司(AMD Tech China)，位於中國蘇州工業園區，是尖端的微處理器 (CPU) 製造企業，主要從事微處理器 (CPU) 的測試(TMP)。

空調系統分工藝及舒適兩部分(辦公)。工藝空調全年24 小時運轉。舒適空調夏季製冷，冬季制熱。原有空調系統COP 為0.763。

冰水機房的節能改造方案

- 冷凍水系統大溫差：由7°C-14°C 6.5°C-14.5°C
- 冷卻水系統大溫差：由37°C-32°C 37.5°C-31.5°C
- 冷凍水系統(一次泵)變流量VPF
- 冷卻塔出水溫度最佳化CTO

能耗比較表

溫度范围	冰水	原系統		改造後		節約	
		7°C	14°C	6.5°C	14.5°C		
CHILLER	冷卻水	32°C	37°C	31.5°C	37.5°C		
+		kWh	CNY	kWh	CNY	kWh	CNY
PUMP	大溫差(Earthwise)			8,479,451	5,084,696	545,806	313,725
	大溫差+VPF			7,815,705	4,703,727	1,208,552	694,694
+	大溫差+VPF+CT			7,743,380	4,664,396	1,280,877	734,025
CT	合計	9,024,257	5,398,421			14.19%	

結論

TSC系統節能最佳化方案最大的優點在於它是把整個系統 (包括主機、水泵和冷卻塔) 的能耗作為一整體來考慮，從而進行系統能耗的優化，達到節能的最佳化。

TSC系統節能最佳化方案，針對冷水機房，可以大大提高能源利用率，最大程度的降低系統的運轉費用，協調設備間的運轉模式及運轉效率，在保證系統運轉穩定、安全的基礎上，達到真正可靠實際的節能效果。



謝謝
敬請指教

