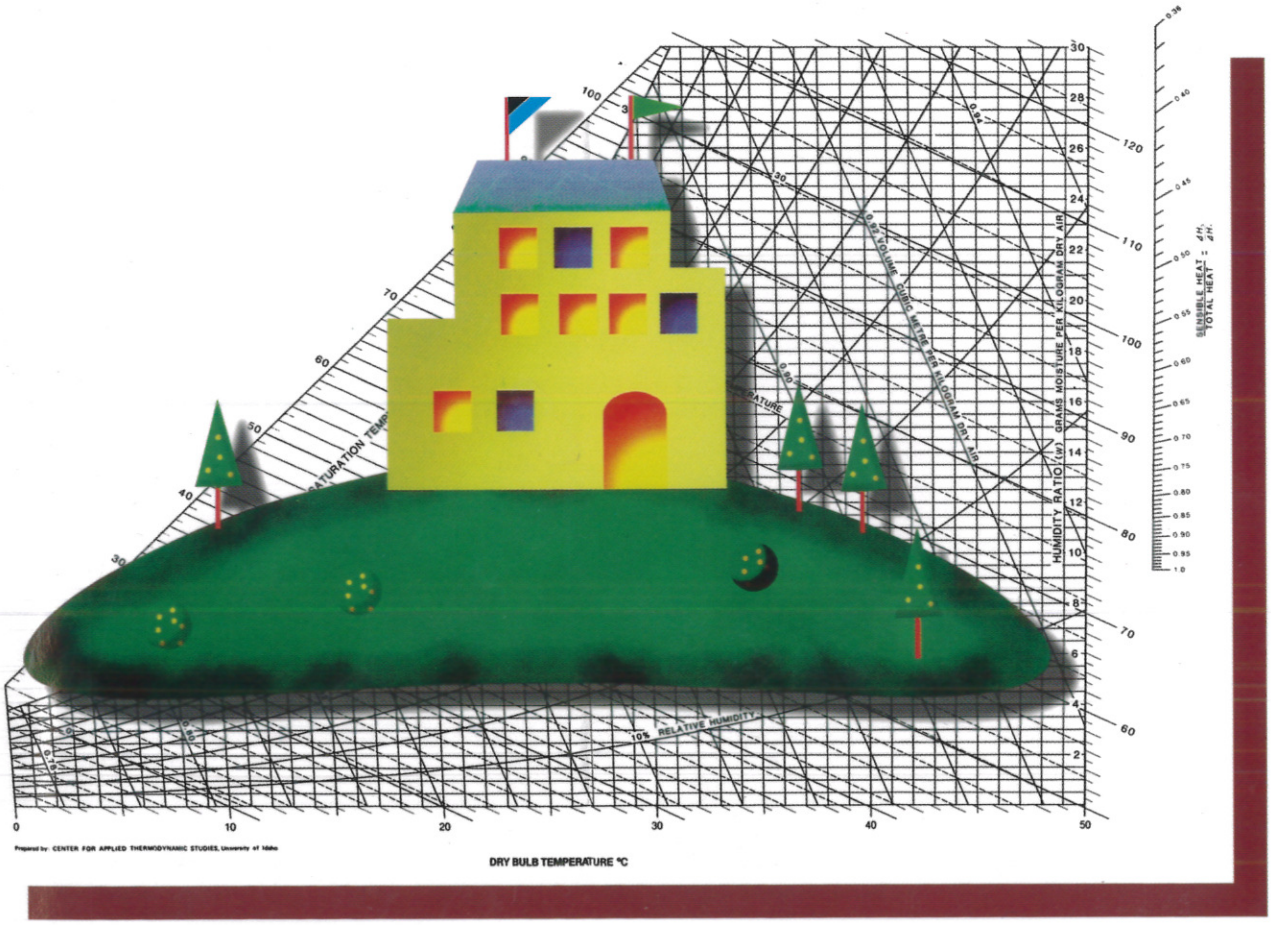
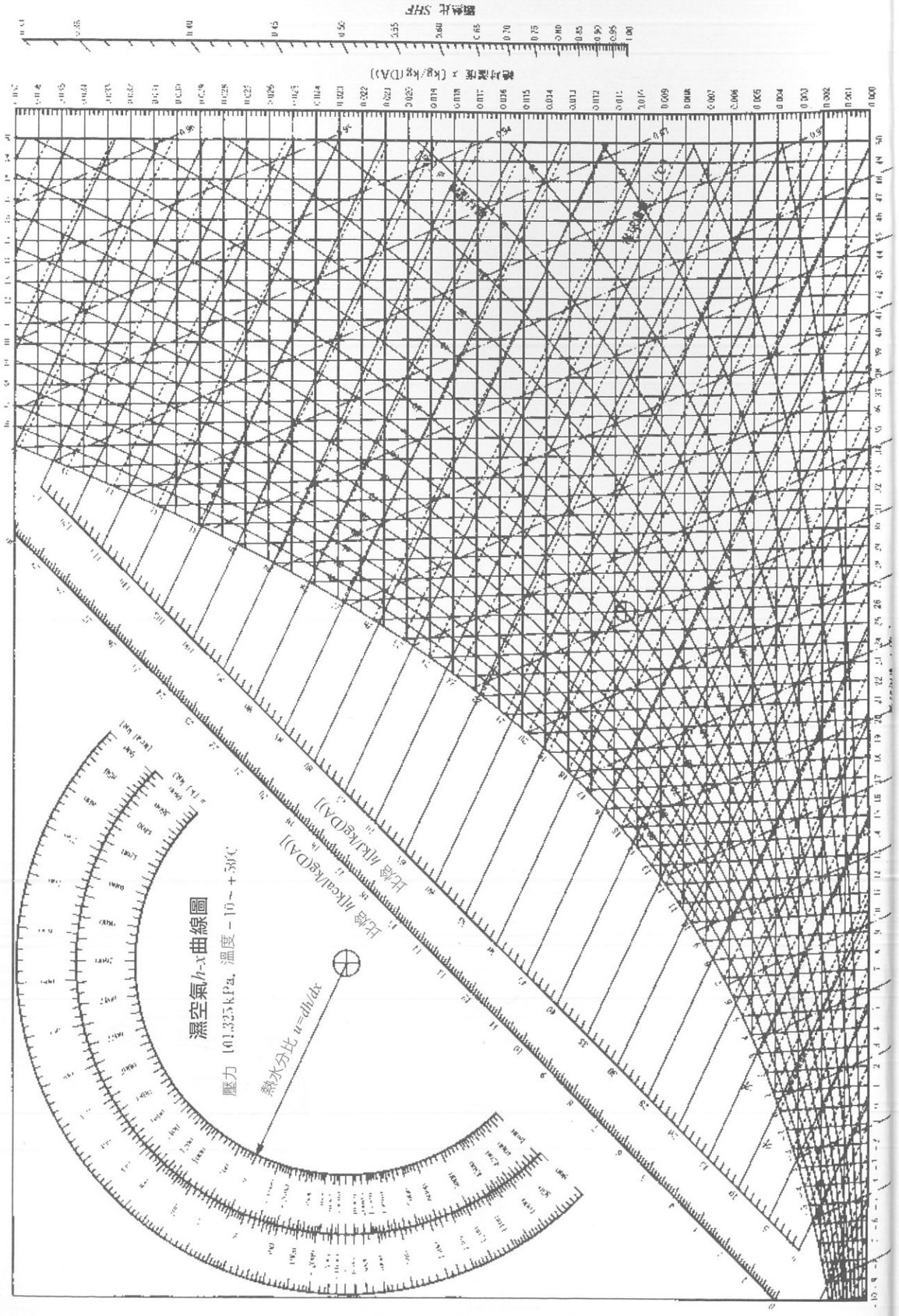
空氣線圖與空調系統應用

日本空氣調節、衛生工程學會／編著　　張振燦／譯



科技圖書股份有限公司
財團法人和泰環保公益事業基金會　共同出版



主要特性值

特性值 [單位]	水蒸氣	乾空氣
分子量 [kg／kmol]	18.0153	28.645
定壓比熱* [kJ／(kg・℃)]	1.846	1.006
氣體常數 [kJ／(kg・K)]	0.462	0.287
蒸發熱 [kJ／kg]	2501（0℃時的值）	

註：＊定壓比熱（詳細參閱P9的筆記欄）

主要單位的換算

1kW = 3600 kJ／h

1kcal = 4.1868 kJ（or 4.18605）

1kgf／m^2 = 9.80665Pa（Pa = N／m^2 = J／m^3）

空氣線圖與空調系統應用

社團法人　空氣調節、衛生工程學會

出版委員會[濕空氣線圖]編集委員會

主委　水野　稔　(大阪大學)

委員　小倉　一浩　(大阪府立東住吉高級工業職業學校)

柏原　健二　(新晃工業(股)公司)

中村　安弘　(大阪大學)

平岡　秀明　(三機工業(股)公司)

松尾　浩　(Kinden(股)公司)

(撰文者)

水野　稔　(同上)　校訂

小倉　一浩　(同上)　第一章

中村　安弘　(同上)　第二章

柏原　健二　(同上)　第三章

平岡　秀明　(同上)　第四章4－1～4－3節

松尾　浩　(同上)　第四章4－4節

著者序

空氣線圖是空調（空氣調節）技術必備的基本工具，暫不論其重要性，而至今坊間仍沒有出版空調與空氣線圖有關的詳細解說的出版品，這是整理出版本書的動機，本書是以讓讀者完整了解空氣線圖的讀法與在空調系統的應用為目標而出版。

書中第一章深入淺出的著重於濕空氣的解說。第二章則論述基本的空調流程利用空氣線圖的表述方式，此方式的特點則是可以將多種冷、熱環境的指標用空氣線圖標示出。第三章則解說空調流程中各種空調設備與空氣線圖的關係，讀者可經由本章深入了解空調設備的原理與設計的重點。第四章則應用空氣線圖解說空調系統的流程，是以增強讀者對空調系統的了解為目標。而此二章（第三章、第四章）不僅探討到常態時的負荷變動狀況，同時也論述到基本的控制問題。

而書中穿插著許多的實務例題，期望讀者能深入的演練，那將可以更具體且全盤的理解空調系統。

另外在各頁都有在側邊加註該頁重要且基本的專有名詞解析包含[重點]、與[▶筆記]，且在文中也加入了許多重要的[短論]，期望這樣的編排論述方式能帶給讀者更多的學習樂趣。

[重點]　是最重要的項目，在基本的檢討上可以參考閱覽此項目。

[▶筆記]　則是略加詳細的補充說明，可獲得更進一步的知識。

[短論]　則是與主題有關聯的知識，是期望讀者能更有樂趣的強化相關的知識。

本書如能提昇從事空調相關領域的技術人員、及學生的實力，將是筆者的榮幸。

濕空氣線圖編集小組委員會

主任委員　水野稔

1998年8月

（2007年一版第11刷）

『財團法人和泰環保公益事業基金會』簡介

創辦緣起：落實節能減碳觀念，為地球盡心力

為了推動環保節能減碳的觀念，並協助改善環境，進而創造美好人生的祥和社會。因此和泰興業成立了『財團法人和泰環保公益事業基金會』希望能把我們的理念傳達給大家，我們希望大家都能把環保當成是習慣，先由自己做起再推廣到身旁的每一個人，進而形成一個網路，一起為我們最愛的地球盡一分心力。

成立宗旨：

・投入冷凍空調產業發展
・提昇生活品質節能環保
・創造美好人生祥和社會

推廣領域：傳達節能減碳觀念，倡導節能標章綠色消費

・產業發展:最新冷凍空調技術引進，用科技為節能減碳盡力
・產學教育:培育冷凍空調產業人才，落實環保的觀念於教育
・節能標準:協助環保節能標準設定，推廣節能標章綠色消費
・知識傳導:正確認知設備使用維護，節能減碳好習慣的養成
・社會事業:提昇社會資源正確使用，避免社會資源任意浪費
・公益活動:醫療院所空氣品質提昇、協助綠建築、節能減碳環保法案的推動

譯者序

日本在空調技術的領域是世界的主要引導國，而空調技術的發展日新月異，但基本的原理則大致相同延續了極長的歷史，本書日本原著於1998年在日本第一版第一刷出版，至今歷經十餘年在日本第一版已發行至第12刷，也就是說每年都有再刷發行，由讀者的熱愛顯示本書的內容與實用性都是空調技術領域需求的論著。

台灣地處亞熱帶，整年氣溫都偏高，因此傳統上都只應用到冷凍空調領域，但隨著社會的日益富裕對空氣環境品質的要求日益提高，因此對冬季暖氣空調的需求也逐步增加。而日本由於秋冬季嚴寒，通常戶戶都會應用到暖氣空調系統，因此設置的系統通常都是冷－暖氣空調系統整年交替應用，本書所論述的即是以冷－暖氣空調系統為主，將可提供國內以冷氣空調為主的觀念更全面的冷－暖氣空調的知識與技術。

冷凍空調的書籍坊間已有極多的出版品，但論述冷暖氣空調的書籍則甚少，而冷暖氣空調的設計通常都需用到空氣線圖，但將冷暖氣空調系統與空氣線圖組合，以空調系統在空氣線圖上的應用為主題論述的書籍不僅在台灣未有此類書籍出版，即使是在日本此類書籍本書也是日本首次推出。本書詳細論述冷－暖氣空調系統的原理、應用、與設計，並舉實例解說，且由單元設備（空調系統構成的各個裝置）詳細的論述到整體空調系統的構成、規劃、與設計，並應用空氣線圖作為規劃設計的工具。空調系統的規劃與設計除了應用理論公式計算之外，應用空氣線圖更是必備的工具，且更為方便而有效，因此本書在冷－暖氣空調系統的規劃與設計上是極實用的參考書。

還有本書有項特點是將重要的冷暖氣空調原理或觀念整理出，並編排在相關的各頁的左右頁邊，不僅可增強讀者對該原理或觀念的了解，也極方便與該頁論述的內容相輔理解，也是原著者極佳的巧思。

本書中文(繁體)版是由和泰基金會(和泰興業(股)公司(日本大金空調(株)會社台灣總代理)設立的基金會)與科技圖書(股)公司共同出版，譯者很榮幸能參與此推廣冷暖氣空調的翻譯。日本冷暖空調的發展大金空調(株)會社扮演著極重要的角色，而和泰興業(股)公司與和泰基金會致力推廣冷暖空調對台灣的空調產業有極大的貢獻，期望本書能對台灣的冷暖空調發展有所助益，也能對致力於空調領域的讀者們有所助益。

本書的出版對致力推廣冷暖空調應用的和泰基金會、和泰興業(股)公司、與科技圖書(股)公司謹致敬意與謝意。還有也對本書的原著日本空氣調節・衛生工程學會與作者群、及日文原文的出版公司OHM出版公司謹致謝意。

張振燦

和致科技有限公司　2011年9月

推薦序

近年來，全球暖化效應，雖然節能減碳環保意識高漲，但環境的炎熱，使得現在家庭不能缺少冷氣機，空調產品從奢侈品轉變為民生必需品，但在節能減碳的環保意識抬頭，變頻空調的環保節能省電，更是目前的趨勢，空調設備的技術提升，已與以往傳統冷氣有極大技術上的差異。

但技術的提升，空調設備的基礎理論—空氣線圖依然重要，它對於研究、空氣調節和冷凍工程來說，是與實務銜接都會應用到且有用便利的工具。我們生活周遭的空氣是由多種氣體與水蒸氣的混合而成，經不同的空氣調節設備處理後，空氣中的水蒸氣比例會有所改變，其變化過程可由線圖計算其性能，此線圖就是空氣線圖。

『財團法人和泰環保公益事業基金會』多年來致力於冷凍空調發展，不僅推動環保節能減碳的觀念，協助改善生活環境，且積極投入環保教育發展。從冷凍空調科系學子扎根，一直是我們努力的責任，從理論到實務，有系統的培育下一代，將產業內之專業知識及技術加以推廣，擴大國內冷凍空調相關新知識獲得管道並提升專業領域的知識。

但在台灣，論述空氣線圖的書籍不多且多年未再修訂，成為出版此書籍的動機，特與日本專業出版社合作，引進相關空調知識書籍進行翻譯、編印，豐富繁榮我國相關產業技術力，並為空調相關從業人員實務的輔助工具書，期望本書能對台灣的空調教育與技能發展有所助益。

張裕成

台灣冷凍空調學會 秘書長
和泰興業股份有限公司 技術總監

目　錄

第一章　乾空氣與濕空氣

第二章　空調流程在空氣線圖上的應用

第三章 空調設備與空氣線圖

第四章 空調系統與空氣線圖

第 1 章
乾空氣與濕空氣

1－1 混合氣體—空氣

大 氣

環繞著地球的氣體總稱為大氣，是由對流層、平流層、中間層、熱層、與外氣層所構成。

1-1-1 大氣與空氣

環繞著地球的氣體稱為**大氣**，大氣自地表起可分為對流層（0～11km）、平流層（11～50km）、中間層（50～80km）、熱層（80～800km）、與外氣層（＞800km）。而外氣層的最上層高度達10000km，大氣層的構造則如**圖1－1**所示。

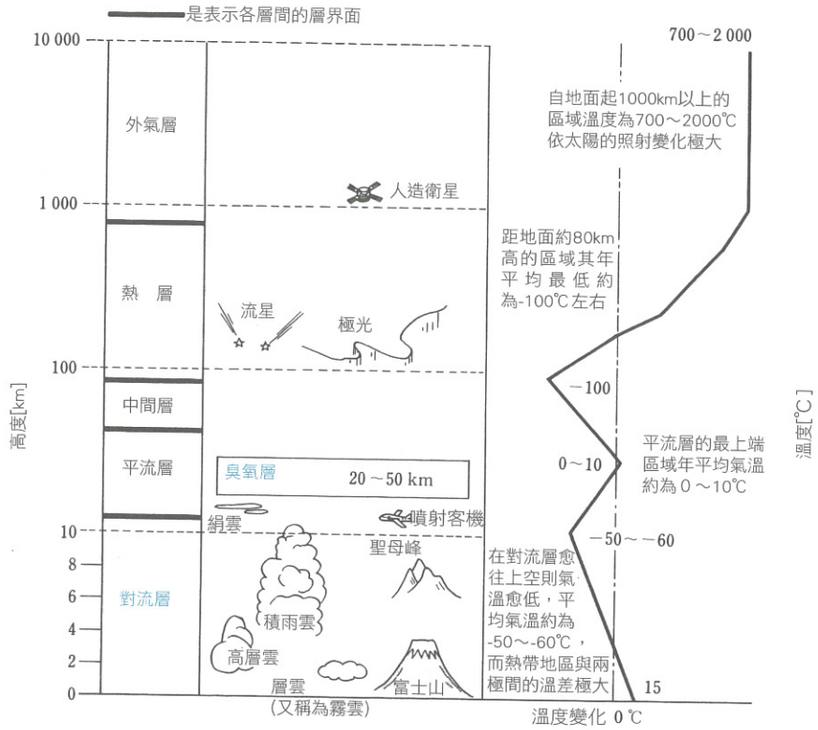


圖1－1 大氣層的構造

▶ 臭氧層

在大氣的平流層，距地面高度約20～50km臭氧濃度高的區域統稱為臭氧層，其臭氧濃度約在10mg/l左右。臭氧層會吸收由太陽輻射過來，會導致癌症的紫外線，並有保護地球上生物的作用。

由地表到中間層約80km的高度，大氣的成分幾乎保持一定，因此也有將此區域稱為「均一層」的。而對流層的高度範圍則依地區而不同，在溫帶地區約為10km，熱帶地區則也可能達16km。雲除了部分的絹雲之外，則都在此高度區域內。

高度雖然達10000km的大氣層，其水蒸氣的成分幾乎99%以上都在對流層區域內，而含有水蒸氣的大氣通常都將之視為**空氣**。

空氣

指含有水蒸氣的濕空氣。是人類生活不可或缺，也為人體最接近的氣體。

濕度的高低對氣象影響很大，故與人類的生活俱有極為密切之關係。

在對流層內，原則上高度愈高則每升高1 km氣溫約下降6 ℃，此稱為氣溫下降率。

大氣壓則隨著地面高度愈往上，氣壓愈低。通常是將海平面上0m的平均氣壓101.325kPa定為標準氣壓，高度H[m]處的氣壓，若標準氣壓為P_o時，則可由下式求得。

$$P=P_o\times(1-2.2557\times10^{-5}\times H)^{5.2561} \qquad (1\text{-}1式)$$

例題1－1

求高度3000m處的氣壓及氣壓變成標準氣壓1／2值時的高度。

解答

高度3000m處的氣壓為

$$P=101.325\times(1-2.2557\times10^{-5}\times3000)^{5.2561}=70.108\text{kPa}$$

標準氣壓值1/2的高度則為

$$50.663=101.325\times(1-2.2557\times10^{-5}\times H)^{5.2561}$$

$$H=5477\text{m}$$

▶ 氟氯烷冷媒

正確的名稱為Chlorofluorocarbons（氟氯碳系化合物）。是全鹵化(Halogenation)的物質，其分子式含有氯（chlorine：Cl），對臭氧層的破壞力極強。

臭氧層破壞

在距地面高度約20～50km臭氧濃度高的區域統稱為臭氧層。紫外線對氧（O_2）作用產生臭氧（O_3），其臭氧濃度約可達10mg／l左右。臭氧層會吸收紫外線，保護地球上的生物。但已知一般稱為二氯二氟代甲烷（Freon）的氟氯烴（Chlorofluorocarbons：CFC：又稱為氟氯碳化合物）會破壞臭氧層，尤其是某些特定的二氯二氟代甲烷（日本又稱為Fron），其臭氧破壞係數大，更是主要問題的來源。

特定的二氯二氟代甲烷有五種，其分子式都含有氯（Cl）。

例如離心式冷凍機其代表性的冷媒CFC11（R11），由其分子式觀察是$CFCl_3$，特定的二氯二氟代甲烷現今在日本已被列為禁止生產及進、出口。

而對臭氧破壞力較特定二氯二氟代甲烷低的指定二氯二氟代甲烷（例如HCFC：含有氫的成分），現則被指定為過渡性（暫代性）的物質使用。

二氯二氟代甲烷的用途，則可作為冷媒、發泡劑、清潔劑、髮膠等。

氮（N_2）

大氣中含量最多的氣體，約占大氣的8成，是無色、無味、無臭、無毒的氣體。液態與固態皆呈無色，常溫時為非活性，但在高溫時會起反應。

與氧的化合物氧化氮（NO_x）會造成環境污染問題。

氧（O_2）

氧是無色、無臭的氣體，液體或固體狀態時都呈淺藍色，約占大氣體積的21%，海水中有86%是氧，而人體內也有60%是氧元素。

▶ 氬（Ar）

氬是無色、無臭的非活性氣體，與氦(He)、氖(Ne)等皆被稱為稀有氣體。

二氧化碳（CO_2）

二氧化碳又稱為碳酸瓦斯，無色、無臭在大氣中的體積比約為0.03%，但近年則有逐年增加的趨勢，已被列為會產生溫室效應、造成地球暖化的問題。

1-1-2 空氣的成分

空氣中混合、漂浮著許多的物質，而有些地區也常混雜著該地區區域性的特殊氣體，廣義的空氣是具有一定組成成分的混合氣體，除了**水蒸氣**的成分之外，在上述所說的均一層高度的空氣其成分大致都是一定的。

空氣的主要成分是氮(N_2)、氧(O_2)、氬(Ar)、二氧化碳(CO_2)，除此之外還含有氖(Ne)、氦(He)、氪(Kr)等。

空氣中所含的水蒸氣量，隨著溫度的改變會有極大的變化，因此將不含水蒸氣的空氣稱為**乾空氣**，含有水蒸氣的空氣稱為**濕空氣**。而以乾空氣為標準探討各種問題較單純，**表1－1**所示即為乾空氣的構成成分。

表1-1 乾空氣的構成成分

氣體名稱	分子式	分子量	占大氣體積百分比[%]	占大氣重量百分比[%]
氮	N_2	28.013	78.09	75.53
氧	O_2	31.999	20.95	23.14
氬	Ar	39.948	0.93	1.28
二氧化碳	CO_2	44.010	0.03	0.05

大氣中占極大比重的氮是無色、無味、無臭、無毒氣體，在液態與結晶的固態時也呈無色。常溫時為非活性，而在燃燒或呼吸時具有稀釋氧氣的作用。

氧則是無色、無臭的氣體， 氧是以1個分子含有2個原子的O_2的形式存在大氣中，但也有1個分子含有3個原子的臭氣O_3存在。

大氣與空氣

大氣是環繞整個地球的所有氣體總稱，空氣的象徵則是與人類的生活環境有密切關係的氣體。而常使用的用語，諸如大氣壓、大氣污染、大氣層等有較大領域的感覺。而氣壓、空氣壓縮機、空氣槍、空氣拔釘、空氣枕、空氣污染等，則是我們常感受到的。

濕空氣

乾空氣＋水蒸氣的狀態存在著，通常提到「空氣」都是指此「濕空氣」。

各類的空氣

濕空氣包含有乾空氣、飽和空氣、不飽和空氣、含霧空氣、含雪空氣等。

▶ 各類的霧

霧依發生的原因可分為平流霧、輻射霧、上坡霧、峰面霧等，依發生的地點則有山霧、河川霧 海霧、盆地霧等，而依發生的時間則可分類為晨霧、與夜霧。

1-1-3 濕空氣

與人類生活有密切關係的空氣，是含有水蒸氣的濕空氣，而水蒸氣的含量對生活的環境有極大的影響。

表示濕空氣的狀態，有使用乾球溫度、濕球溫度、露點溫度、相對濕度、絕對濕度、比濕、飽和溫度、比容（Specific volume：比體積）、 焓（Enthalpy：空氣中所含的熱量稱為焓）、水蒸氣分壓等單位。一般只要知道大氣壓力（全壓），再定出上列二項狀態的值，即可求出濕空氣其他各項的值。而上列有標出下引線表示濕度的狀態值，將在「1-3節濕度的表示方法」中詳細的解說。

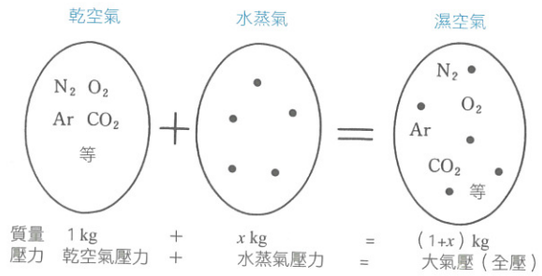


圖1－2 濕空氣的象徵

乾空氣與水蒸氣混合的狀態，是一般視為空氣的濕空氣，其象徵則如圖1－2所示。

濕空氣可以分類為「乾空氣」、「**飽和空氣**」、「**不飽和空氣**」、「含霧空氣」與「含雪空氣」，乾空氣則是不含水蒸氣的空氣。

分壓定律

混合氣體的總壓力等於其各個單獨氣體壓力（氣體分壓）的總和，此即稱為道爾頓的分壓定律(Dalton's law)。

霧、靄

霧或靄是極細微而密集的水滴所組成，懸浮於近地面的空氣中，影響視野的現象，為便於分類，影響視野在1km以內的稱為「霧」，1km以上的則稱為「靄」。

就感性而言，春天是「霞」、秋天則是「霧」，可以依發生的原因、發生的地點、發生的時間來分類。

輻射霧是在夜間地面的溫度因為輻射冷卻而降低，因而在接近地面的空氣中產生霧。當太陽昇起氣溫昇高時， 輻射霧即會消失。

▶ 氣體常數的物理性定義

在壓力不變情況下，1 kg的氣體溫度每上升1K（絕對溫度），由於體積膨脹對外部大氣壓力排擠所作的功即稱為氣體常數。後面章節將論述的，定壓比熱與定容比熱的差即是氣體常數。

▶ 氣體常數的關係式

理想氣體的氣體常數R具有下列的關係

$MR=R_O$

M為氣體的分子量[kg/kmol]，R_O稱為一般氣體常數，為一定值[= 8.3143 Kj/(kmol・K)]。

1-1-4 道爾頓分壓定律與狀態方程式

(一) 道爾頓分壓定律

氣體混合時，如果未引起化學變化，那麼混合後的總壓力（總氣壓）即等於混合前各氣體單獨壓力（氣壓）的總合。亦即假設混合前其各氣體的壓力（氣壓）各為p_1、p_2、p_3，那麼在溫度不變的狀態下混合之後，如果體積保持不變，則混合後的總壓力P，即可用下式表示。

$$P=p_1+p_2+p_3+\cdots\cdots \qquad (1\text{-}2式)$$

此即稱為**道爾頓分壓定律**（Dalton's law），而應用在濕空氣則可改寫為

（總壓力）=（乾空氣壓力）+（水蒸氣壓力）

▶ 波義耳定律

在溫度一定的情況下，若體積與壓力有變化時，體積V與壓力P的關係如下 式。PV=一定 此即稱為波義耳定律。

(二) 狀態方程式

決定氣體狀態物理量的狀態值（壓力P、體積V、溫度T等），如果定出其中二項的值，即可求出其他所有相關值的特性，尤其是表示P、V、T關係的即是狀態方程式。狀態方程式有各種的應用，在空氣調節的領域針對空氣及空氣的成分，就其溫度與壓力的關係，採用下式的理想氣體狀態方程式，在實用上具有極高的精確度。

▶ 相對溫度(T)

在1氣壓下水的三相點(Triple point)為273.16K(0.0100℃)、單位採用絕對溫度K。

則相對溫度與通常採用的攝氏溫度[℃]的關係如下。

$T=t+273.15$

表1-2 各種氣體的氣體常數

	氣體常數 [kJ／(kg・K)]
乾空氣	0.28706
水蒸氣	0.46152
氮	0.29680
氧	0.25983
氬	0.20813
二氧化碳	0.18892

▶ 查爾斯定律

在壓力一定的情況下，體積與溫度變化時，則溫度T與體積V的關係如下。

$T_1／T_2=V_1／V_2$

此即稱為查爾斯定律（Charles`s law）

狀態方程式

在空氣調節中作為處理對象的空氣，在其變化中表示，壓力P、體積V、與溫度T的關係，即為狀態方程式。可寫成$PV=mRT$而式中，m為質量、R為氣體常數。

$$PV=mRT \qquad (1\text{-}3式)$$

此方程式稱為**波義耳－查爾斯方程式**（Boyle-Charles equation）。式中R稱為**氣體常數**[kJ／(kg・K)]，是各氣體固有的值。而具代表性氣體的氣體常數則如**表1－2**所示。m為氣體質量[kg]。

例題1-2

氣體各有表示其特性的氣體常數。設乾空氣是由氮(N_2)、氧(O_2)、氬(Ar)、與二氧化碳(CO_2)所構成，求此混合氣體的氣體常數。而氮、氧、氬與二氧化碳各氣體的氣體常數各為0.297kJ／(kg・K)、0.260 kJ／(kg・K)、0.208 kJ／(kg・K)、與0.189 kJ／(kg・K)，其重量的構成比則採用表1-1的數值。

解答一

依各氣體的氣體常數與構成的重量比可求出此混合氣體的氣體常數，設此混合的乾空氣的氣體常數為R_a，則

$$R_a=0.297\times0.7553+0.260\times0.2314+0.208\times0.0128+0.189\times0.0005$$
$$=0.287\ \text{kJ／(kg・K)}$$

解答二

應用前一頁側邊專有名詞解析論述到的氣體分子量M[kg／kmol]與一般的氣體常數R_o[kJ／(kmol・K)]相互間的關係，求出乾空氣的分子量之後，即可求出此混合氣體的氣體常數。設此混合乾空氣的分子量為M_a(=28.9645 kg／kmol)，則即可求出此混合乾空氣的氣體常數為R_a=8.3143／28.9645=0.287 kJ／(kg・K)

1－2 空氣的特性

溶解度

對液体而言之氣体溶解度。對水的溶解度又簡稱為「溶解度」。

粘　性

流動的空氣內部，分子間相互作用，抗阻空氣流動的性質，稱為粘性或內部摩擦。

熱傳導率

表示熱傳導的能力，其值愈大則表示傳熱的效率愈佳。
銅
419W/(m・K)
混凝土
1.6W/(m・K)
水
0.569W/(m・K)
空氣
0.0241W/(m・K)

1-2-1 乾空氣的物理特性

(1)溶解度

物質溶於水的比率，稱為「對水的溶解度」，又簡稱為「溶解度」。空氣的溶解度，在1大氣壓、0℃時為29.18cc／l。溫度愈低則溶解度愈高，這由冰箱取出的碳酸飲料(汽水等)可發現氣泡即可証明。

(2)粘性

在流動的空氣內部，分子間相互的作用力，阻抗空氣流動的基本性質，稱為粘性或內部摩擦。如果是空氣，則會隨著溫度的上升，表示粘性的粘度、與動態粘度會變大。在標準大氣壓時乾空氣的粘性與溫度的關係，則如**表1－3**所示。

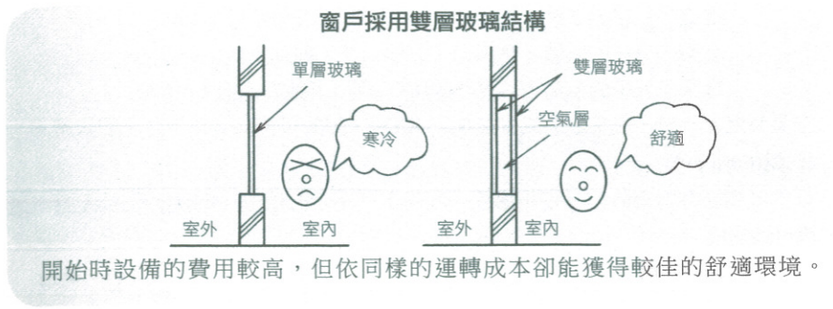
表1-3 乾空氣的粘性與溫度的關係（標準大氣壓時）

	-10℃	0℃	10℃	20℃	30℃	40℃
粘　　度η[Pa・s]×10^{-6}	16.74	17.24	17.74	18.24	18.72	19.20
動態粘度ν[m^2／s]×10^{-6}	12.48	13.34	14.23	15.15	16.08	17.04

(3)熱傳導率

是表示在固體內及靜態的液體中，僅依分子運動的熱傳導能力。空氣的熱傳導率為0.0241W／(m・℃)（1大氣壓、0℃）。若與其他的結構材料比較，則硬質氨基

鉀酸酯（urethane）之發泡板的熱傳導率為0.028W／(m・℃)，因此可知此材質適合作為保溫保冷之應用。



(4)密度與比容

密　度

每單位體積的質量稱為密度以[kg/m^3]單位表示，濕空氣則會隨著水蒸氣含量的增加而變輕，密度也會隨之降低。

每單位體積的質量稱為密度，而每單位質量的體積則稱為比容。亦即密度是比容的倒數。而在標準大氣壓時乾空氣的密度與溫度的關係則如**表1－4**所示。

乾空氣的密度為1.293kg／m^3（1大氣壓、0℃），與其他物質相同，會隨著溫度的上升而變小。

表1-4 乾空氣的密度與溫度的關係（標準大氣壓）

溫度[℃]	密度[kg／m^3]	溫度[℃]	密度[kg／m^3]
0	1.293	40	1.127
5	1.270	45	1.110
10	1.247	50	1.092
15	1.225	55	1.076
20	1.205	60	1.060
25	1.184	65	1.044
30	1.165	70	1.029
35	1.146	75	1.014

(5)比熱

比　熱

1kg重的物質溫度每升高1℃所需的熱量稱為比熱，以[kJ/(kg・℃)]單位表示。

物體每單位質量的熱容量稱為比熱，亦即1kg重的物質溫度每升高1℃所需的熱量稱為比熱。所有的物體都有其不同的比熱。而比熱會依能量轉移時的過程而變化，尤其是空氣等氣體的比熱在熱轉移時的過程，例如熱的轉移是在體積一定的條件下、或是在壓力一定的條件下，即會有顯著的不同。

熱的轉移在體積一定的條件下時的比熱則稱為定容比熱，熱的轉移在壓力一定的條件下時的比熱則稱為定壓比熱。固體與液體並不需要區分定容比熱與定壓比熱（相同），但氣體的定容比熱與定壓比熱則有極大的差異，因此必需注意。

而比較此二項比熱，則通常定壓比熱的值較大。乾空氣的比熱為

定壓比熱：c_{pa}=1.006kJ／(kg・℃)

定容比熱：c_{va}=0.716kJ／(kg・℃)

定壓比熱c_{pa}與定容比熱c_{va}的比稱為比熱比，以符號k表示。

$$k=c_{pa}/c_{va}$$

分子的原子數相同的氣體，其比熱比k大致相同。

單原子分子的氣體（氦(He)、氬(Ar)等）其比熱比$k \fallingdotseq 1.66$

２原子分子的氣體（氫(H_2)、氧(O_2)等）則其比熱比$k \fallingdotseq 1.40$

３原子分子的氣體（二氧化碳(CO_2)等）則其比熱比$k \fallingdotseq 1.33$

空氣為混合氣體，但主要的成分是N_2、與O_2，因此可視為２原子分子的氣體。

(6)焓(Entalpy)

焓

空氣所持有的熱量是內部能量，空氣因會膨脹與收縮，因此考慮此時空氣持有之能量以焓表示，單位[kJ]。

以空氣調節為對象的空氣變化過程，利用下列所示的焓值（Entalpy）及能量不滅定律可以寫成

$$H=U+PV \qquad (1-4式)$$

式中

H：焓　[kJ]

U：內部能量（熱量）[kJ]

P：壓力　[kPa]

V：體積　[m^3]

亦即依能量不滅定律可以寫成下式。

$$H_2-H_1=Q-W_t \qquad (1-5式)$$

式中

H_2：（某）變化後空氣的焓值　[kJ]

H_1：（某）變化前空氣的焓值　[kJ]

Q：在變化的過程中加於空氣的熱量　[kJ]

W_t：在變化的過程中空氣對外部所作的功（機械功）　[kJ]

比　焓

是表示每1kg的乾空氣含有焓的值以[kJ/kg(DA)]單位表示。

空氣所持有的熱量，正確而言是內部能量U，但由於空氣具有膨脹與收縮時之能量變化的特性，因此也必需將此能量包含在焓內，而視為是空氣所持有的熱量。雖然每單位質量含有的焓稱為比焓，但濕空氣比焓的定義，則是包含乾空氣1kg(DA)的濕空氣焓值，以溫度為０℃的乾空氣為基準。

▶ 焓的差

焓是定壓比熱的熱量，因此可以用下式表示。$H_2-H_1=mc_p(T_2-T_1)$式中m為質量、c_p為定壓比熱。

濕空氣的比焓定義為含有一公斤(1kg)乾空氣(DA)的濕空氣的焓，是以０℃的乾空氣為基準。

比焓的單位為[kJ／kg(DA)]。

溫度為t[℃]的乾空氣的比焓，則可以由乾空氣的定壓比熱=1.006kJ／(kg・℃)，利用下式求出。

$$h_a=1.006t \quad [kJ/kg] \qquad (1-6式)$$

1-2-2 濕空氣的物理特性

(1)粘性與熱傳導率

濕空氣是乾空氣與水蒸氣的混合氣體，因此濕空氣的粘性可由此混合氣體的粘性，依其粘性係數求出。在以空調為目的的領域，最簡單的方式也可以利用乾空氣與水蒸氣粘性係數的摩爾分率（溶質物質的量(mol)／溶液的量(mol)（分壓）加重平均法求出其近似值。且熱傳導率也可以用相同的方式求出。

▶ 混合氣體的特性

混合氣體的粘性與熱傳導率，威克(Wilke)已導出詳細的計算公式。

濕度較高的天氣球飛的更遠？

在濕度較高的天氣，探討球飛出去時空氣的阻抗，粘性係數在溫度20℃時乾空氣粘性係數是18.6μPa・s，20℃飽和蒸氣的粘性係數則為9.00μPa・s，約為前者的一半。20℃飽和空氣的粘性係數則為18.4μPa・s。在密度方面，則20℃乾空氣的密度為1.205 kg／m^3，20℃飽和蒸氣的密度則為0.01729 kg／m^3，飽和空氣的密度則為1.177kg／m^3。因粘性係數及密度皆變小之故，其空氣阻抗亦變小，因此球可以飛的更遠。

但下雨天，由於球附著水滴，不論是棒球或高爾夫球擊球後的滑度都會增加，因此球可以飛的更遠。

▶ 濕空氣的粘性係數

正確的計算值即使不採用威克(Wilke)的公式，也可由乾空氣的粘性係數與飽和蒸氣的粘性係數求出。

實用上20℃時的粘性係數，則可定為18.4μPa・s。

(2)密度與比容

濕空氣的密度會依所含水蒸氣的量而變化，若乾空氣的平均分子量為28.96kg／kmol，則水蒸氣的分子量為18.02kg／kmol。因此水蒸氣含量愈多，則密度會愈小，比容則會增加。濕空氣的比容v[m^3／kg(DA)]則可以由下式求出。

$$v=0.004555(0.622+x)T \qquad (1-7式)$$

式中

x：１kg乾空氣所含的水蒸氣量　[kg／kg(DA)]

T：絕對溫度　273.15＋t [K]

例如25℃乾空氣的密度，由表1－4可得出為1.184 kg／m^3、比容則為0.8446 m^3／kg。當此乾空氣含有0.005kg的水蒸氣時，則其比容變為0.8515m^3／kg(DA)、而當含有0.015kg的水蒸氣時，則其比容變為0.8651 m^3／kg (DA)。

▶ 焓近似值推算水蒸氣的c_p值

理想氣體的焓h，可以由$h=c_pt$求出。一般氣體，密度（壓力）愈低則愈接近理想氣體狀態其精度亦愈高。但在空調領域，水蒸氣的氣壓即使是在低壓的區域，理想氣體之近似則仍會有問題。

但為水蒸氣時，則上式的c_p值並不是水蒸氣物理特性的定壓比熱，而應該視為是推算焓近似值的經驗係數。空氣調和・衛生工程學會自過去一直採用c_p=1.846 kJ/(kg・℃)，但最新版則採用c_p=1.805 kJ/(kg・℃)。後項的數值則是考量與美國冷暖氣空調學會（ASHRAE）的整合性而設定的值，因此與標準的蒸氣特性表的數值不同。而本書則是採用前項的數值，當然在實用上而言則此差值並不具有任何意義，因為只要設定c_p=1.8kJ/(kg・℃)即足敷應用（精度已極高）。

(3)比熱

濕空氣的定壓比熱可由下式求出。

$$c_p=c_{pa}+xc_{pw} \quad [kJ/[kg(DA)・℃]] \qquad (1-8式)$$

式中

c_{pa}：乾空氣的定壓比熱　[=1.006 kJ／(kg・℃)]

c_{pw}：水蒸氣的定壓比熱　[=1.846 kJ／(kg・℃)]

水蒸氣的含量愈多，則定壓比熱的值愈大。例如每公斤(kg)乾空氣水蒸氣的含量為0.005kg時，此濕空氣的定壓比熱即為1.014 kJ／[kg(DA)・℃]，如水蒸氣的含量為0.010kg時，此濕空氣的定壓比熱即為1.023kJ／[kg(DA)・℃]。

而濕空氣的定容比熱，可以由下式求出。

$$c_v=c_{va}+xc_{vw} \quad [kJ/[kg(DA)・℃]] \qquad (1-9式)$$

式中

c_{va}：乾空氣的定容比熱　[=0.718 kJ／(kg・℃)]

c_{vw}：水蒸氣的定容比熱　[=1.385 kJ／(kg・℃)]

(4)焓

濕空氣的比焓是１kg乾空氣的焓與x公斤[kg] 水蒸氣的比焓的和，可用下式表示。

$$h=h_a+xh_w \quad [kJ/kg(DA)] \qquad (1-10式)$$

式中

h_w=水蒸氣的比焓　[kJ／kg]

溫度為t[℃]水蒸氣的比焓h_w，可以由蒸氣特性表求出。所謂的**蒸氣特性表**則是以

溫度或溫度的變化為基準，將比焓溫度及飽和壓力的關係整理成數值表，即如**表1－5**所示。而蒸氣特性表中也有以壓力的變化為基準的。又如設蒸發潛熱為2501 kJ／kg時，則也可以由水蒸氣的定壓比熱是1.846 kJ／(kg・℃)，應用下式求出水蒸氣的比焓，亦即

$$h_w=2501+1.846t\ [\mathrm{kJ/kg}] \qquad (1-11式)$$

表1－5 蒸氣特性表（以溫度為基準）

溫度t [℃]	飽和壓力p [kPa]	飽和蒸氣的比容 v [m^3／kg]	比焓(h)	
			飽和水的h值 [kJ／kg]	飽和蒸氣的h值 [kJ／kg]
0	0.6112	206.3	-0.042	2501.6
10	1.228	106.4	41.99	2477.9
20	2.339	57.84	83.86	2454.3
30	4.246	32.93	125.7	2430.7
40	7.383	19.55	167.5	2406.9
50	12.35	12.05	209.6	2382.9

例題1－3

1公斤（kg）的乾空氣，其水蒸氣的含量為0.01kg，若乾球溫度為t=26℃時，試求此濕空氣的比焓。

解答

已知乾球溫度為26℃，因此可由1－10式求出此濕空氣的比焓為

$$h=h_a+xh_w=1.006t+0.01(2501+1.846t)$$
$$=51.6\mathrm{kJ/kg(DA)}$$

(5)空氣特性表

將濕空氣的各種狀態值整理成數值表即是**空氣特性表**，如**表1－6**所示。此表所示是在標準大氣壓101.325kPa時，乾空氣與飽和空氣的各項狀態值。且空氣特性表對飽和空氣的狀態值皆正確列出。

表1－6 標準大氣壓（P=101.325kPa）時的濕空氣特性表

溫度	飽和空氣			乾空氣		飽和水蒸氣氣壓P_s [kPa]
t [℃]	絕對濕度x_s [kg／kg(DA)]	比焓h_s [kJ／kg(DA)]	比容v_s [m^3／kg(DA)]	比焓h_a [kJ／kg(DA)]	比容v_a [m^3／kg(DA)]	
-10	0.001 606	-6.072	0.746 9	-10.06	0.745 0	0.259 9
-5	0.002 486	1.163	0.762 2	-5.029	0.759 2	0.401 8
0	0.003 790	9.473	0.778 1	0.000	0.773 4	0.611 2
5	0.005 424	18.64	0.794 4	5.029	0.787 6	0.872 5
10	0.007 661	29.35	0.811 6	10.06	0.801 8	1.228
15	0.010 69	42.11	0.830 0	15.09	0.816 0	1.705
20	0.014 76	57.55	0.849 8	20.12	0.830 2	2.339
25	0.020 17	76.50	0.871 7	25.15	0.844 4	3.169
30	0.027 33	100.0	0.896 2	30.19	0.858 6	4.246
35	0.036 75	129.4	0.924 2	35.22	0.872 8	5.628
40	0.049 14	166.7	0.956 8	40.25	0.887 0	7.383
45	0.065 41	214.2	0.995 5	45.29	0.901 2	9.593
50	0.086 85	275.3	1.043	50.33	0.915 4	12.35

1－3 濕度的表示方式

1-3-1 乾球溫度與濕球溫度

(一)乾球溫度

一般所稱的溫度即是指乾球溫度。具有乾燥的感溫部之溫度計（乾球溫度計）所測得的溫度，而應在不受周圍輻射熱影響的狀態下所測得的溫度。

(二)濕球溫度

感溫部用布包裹，其一端用水浸濕，感溫部是在潮濕狀態下所使用之濕球溫度計所測得之溫度即為濕球溫度。由於感溫部表面的水蒸氣分壓與空氣中的水蒸氣分壓不同，水分會被蒸發，蒸發的潛熱會由水向空氣移動。因此濕球溫度計的溫度會降低，且會由空氣將熱傳導到感溫部。而當熱傳導的熱量與蒸發的熱量平衡時，濕球溫度即會保持一定。如果量測周圍的空氣風速在5 m／s以上時，此時的濕球溫度可視為是斷熱飽和溫度。且如果空氣乾燥時，則水分蒸發的比率會增高，使乾球溫度與濕球溫度的差值也變大。例如乾球溫度為26℃、相對濕度為70%時，濕球溫度則為22℃；而相對濕度為50%時，濕球溫度則為19℃。

乾球溫度

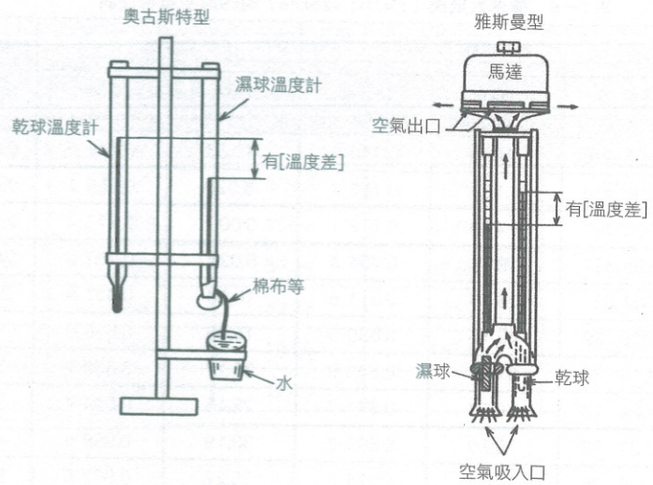
一般提到溫度，都是指乾球溫度。

濕球溫度

感溫部是在濕的狀態量測。濕球溫度量測所顯示的溫度通常較乾球溫度低，但在飽和狀態時，則乾球溫度=濕球溫度。

乾濕球溫度計

乾濕球溫度計有一般常見的簡易型（奧古斯特型：Auguste）與室內環境測定用（雅斯曼型：Assman psychrometer）二種。奧古斯特型較簡便但誤差大，而雅斯曼型則較為正確。



絕對濕度

濕空氣中水蒸氣的含量對每公斤乾空氣的比表示，以[kg/kg(DA)]表示。

水蒸氣分壓

濕空氣氣壓（壓力）是乾空氣氣壓與水蒸氣氣壓的和，水蒸氣的壓力稱為水蒸氣分壓。

乾空氣

乾空氣是完全不含水蒸氣的空氣，其水蒸氣分壓為零。

不飽和空氣

一般我們接觸的空氣是不飽和空氣，而其水蒸氣的含量則左右生活環境的品質。濕度的變化也是因水蒸氣含量的變化所引起。

飽和空氣

在某溫度含有該溫度容許的最大水蒸氣量（臨界量）的濕空氣稱為飽和空氣。飽和空氣即表示其相對濕度與水蒸氣飽和度皆為100%。

1-3-2 濕度的表示方式

表示濕空氣中所含水蒸氣的量達到某種程度的指標如**表1－7**所示。

（1）絕對濕度

每公斤乾空氣含有x公斤[kg]的水蒸氣量時，x[kg／kg(DA)]即稱為絕對濕度。亦即，絕對濕度是表示每公斤乾空氣中水蒸氣的含量x[kg]。當絕對濕度$x=0$時，即表示空氣中無水蒸氣含量，因此即是乾空氣。（DA）則是表示乾空氣。

（2）水蒸氣分壓

濕空氣是乾空氣與水蒸氣混合的氣體，大氣壓則是表示（大氣壓）＝（乾空氣分壓）＋（水蒸氣分壓）。當水蒸氣的量增加時，水蒸氣分壓也會隨著增高，但空氣中所能含有的水蒸氣量是有限度的，在某溫度其可容許的最大水蒸氣含量（臨界值）的空氣即稱為飽和空氣。飽和空氣以外的濕空氣即稱為不飽和空氣。當水蒸氣分壓$p_w=0$時，即是不含水蒸氣的乾空氣。

絕對濕度與水蒸氣的關係，當絕對濕度增高時，水蒸氣分壓p_w也會隨著增高。

空氣可以假設為合於波義耳定律的理想氣體，因此水蒸氣分壓p_w與絕對濕度x的關係可用下式表示。

$$x=\frac{R_a}{R_w}\times\frac{p_w}{P-p_w}=0.622\times\frac{p_w}{P-p_w} \qquad (式1-12)$$

式中 x：絕對濕度 [kg／kg(DA)]

P：濕空氣的全壓（大氣壓）[kPa]

p_w：水蒸氣分壓 [kPa]

R_a：乾空氣的氣體常數 [=0.2870kJ／(kg・℃)]

R_w：水蒸氣的氣體常數 [=0.4615kJ／(kg・℃)]

表1－7 濕度的表示方式

標示(指標)	符號(記號)	單位	定義
絕對濕度	x	kg／kg(DA)	濕空氣中單位乾空氣含有的水蒸氣質量（x=0時，則為乾空氣）
水蒸氣分壓	p_w	kPa	表示濕空氣中的水蒸氣氣壓，水蒸氣部分的壓力（p_w=0時，為乾空氣）（$p_w=p_{ws}$ 時，則為飽和空氣）
相對濕度	ϕ	%	水蒸氣分壓與相同溫度的飽和空氣水蒸氣分壓的比
飽和度(比較濕度)	ψ	%	空氣的絕對濕度x及相同溫度的飽和空氣的絕對濕度x_s的比
露點溫度	t''	℃	具有與某空氣相等水蒸氣分壓的飽和空氣的溫度
濕球溫度	t'	℃	將乾球溫度計的感溫部用布包裹、並在用水濡濕的狀態所測得的溫度

例題1－4

求在標準大氣壓（101.325kPa）時，25℃飽和空氣的絕對濕度（x_s）。

解答

由空氣特性表可求出25℃飽和空氣的水蒸氣分壓p_{ws} =3.1660kPa，再由1－12式可求出飽和空氣的絕對濕度x_s為

$$x_s=0.622\times\frac{3.1660}{101.325-3.1660}=0.0201\,\mathrm{kg/kg(DA)}$$

(3)相對濕度

濕空氣的水蒸氣分壓與相同溫度的飽和空氣水蒸氣分壓的比，用百分比表示即稱為相對濕度。日常生活中所提到的濕度，通常多是指相對濕度，而相對濕度則可以用下式表示。

$$\phi=\frac{p_w}{p_{ws}}\times 100 \quad [\%] \qquad (1-13式)$$

式中

p_w：空氣的水蒸氣分壓 [kPa]

p_{ws}：相同溫度的飽和空氣的水蒸氣分壓 [kPa]

而隨著乾空氣趨向飽和空氣，體積會微量的增加。且隨著體積的增加，濕空氣的密度會降低，比容則會增加。例如乾球溫度為30℃時，乾空氣的比容v_a=0.8586m^3／kg(DA)，轉化為飽和空氣後的比容v_s=0.8962m^3／kg(DA)。

相對濕度

在某狀態時的水蒸氣分壓與相同溫度的飽和空氣水蒸氣分壓的比，用百分比表示即稱為相對濕度。

提到濕度為多少%時，通常即指相對濕度。

例題1－5

求在標準大氣壓（101.325kPa）時，乾球溫度為30℃、相對濕度為60%的濕空氣的水蒸氣分壓。

解答

由空氣特性表可求出30℃飽和空氣的水蒸氣分壓 p_{ws} =4.245kPa，再由1－13式可改寫為

$$p_w=\frac{\phi}{100}\times p_{ws}$$

代入此式，則可求出p_w=(60／100)x4.245=2.547 kPa

飽和度

在某狀態時的絕對濕度與相同溫度飽和空氣的絕對濕度的比稱為飽和度。

(4) 飽和度(比較濕度)

絕對濕度（x）與相同溫度飽和空氣的絕對濕度（x_s）的比，稱為飽和度或比較濕度。飽和度可用下式表示。

$$\phi=\frac{x}{x_s}\times 100 \quad [\%] \qquad (1-14式)$$

相對濕度與飽和度，溫度愈高其值差愈大，但在常溫附近其值則幾乎相等。

露點溫度

在某狀態時的濕空氣，若降低其溫度則將達到飽和狀態。此溫度即稱為露點溫度。

(5)露點溫度

在一定的空氣壓力下，逐漸降低空氣溫度，當空氣中所含水蒸氣到達飽和狀態，開始凝結成水滴時的溫度叫做該空氣在空氣壓力下的露點溫度。

露點溫度是表示水蒸氣分壓特定的值，而此水蒸氣分壓則等於露點溫度時的飽和水蒸氣氣壓。

例題1－6

求在標準大氣壓（101.325kPa）時，乾球溫度為30℃、相對濕度為60%的濕空氣的露點溫度。

解答

由例題1－5已求出水蒸氣分壓 p_w=2.547kPa，而由空氣特性表可知在21℃～22℃之間，因此依其比例可求出露點溫度t''為

$$t''=21+\frac{2.547-2.488}{2.645-2.488}\times 1=21.38℃$$

1－4 空氣線圖

1-4-1 空氣線圖的種類與用途

如前所述空氣特性表，標示正確的飽和空氣狀態值，但實際由於空氣大部分是在不飽和狀態，因此必需以計算之方式求其狀態。還有由於其相互間的關係也難掌握，因此以相互對照比較之方式做成空氣線圖。

空氣線圖有以絕對濕度(x)與比焓(h)斜交為座標所繪製的特性曲線〔$h-x$曲線圖〕、以絕對濕度(x)與乾球溫度t直交為座標所繪製的特性曲線〔$t-x$曲線圖〕、以乾球溫度(t)與比焓(h)直交為座標所繪製的特性曲線〔$t-h$曲線圖〕等多種。

$h-x$曲線圖

一般所謂空氣線圖，皆指此「$h-x$曲線圖」。

圖中縱軸為絕對濕度、橫軸為乾球溫度、斜軸為比焓。

(1) $h-x$曲線圖

是以比焓(h)為斜軸、絕對濕度(x)為縱軸構成的斜交座標所繪製的曲線圖，一般所稱的「空氣線圖」即是指此「$h-x$曲線圖」。

如辦公室空調以人為對象的保健用空調或其他大部分產業用的空調，由於空氣的處理範圍都不會達到極端低溫或高溫，故使用（稱為NC曲線圖）其溫度範圍在－10℃～50℃之間即足以使用。一般所謂空氣線圖即指此「NC曲線圖」。

NC曲線圖無法應用的低溫區域，則可以使用LC曲線圖，適用的溫度範圍乾球溫度t為－40℃～10℃、絕對濕度x則為0～0.007kg／kg(DA)。另外NC曲線圖無法應用的高溫區域，則可以使用HC曲線圖，HC曲線圖適用的溫度範圍則為t=0～120℃、x=0～0.20kg／ kg(DA)。

NC曲線圖如**圖1－3**所示，LC曲線圖則如**圖1－4**所示，HC曲線圖則如**圖1－5**所示。

***h－x*曲線圖**相較於其他的曲線圖，在需做理論上的計算時較具優點，能更準確的繪製出曲線圖。$h-x$曲線圖中包含有乾球溫度t、濕球溫度t'、露點溫度t''、相對濕度ϕ、比焓h、絕對濕度x、比容v、水蒸氣分壓p_w，而這些項目中只要其中有二項的值決定，即可定出空氣線圖上的狀態點，而可以求出其他所有的狀態值，**圖1－6**所示即為$h-x$曲線圖的內容。

圖1-6縱軸為絕對濕度，並與等絕對濕度線成一定的傾斜度由左上向右下劃出比焓曲線（直線），其定義為0℃的乾空氣比焓h=0kJ／kg(DA)。飽和空氣的絕對濕度與濕空氣溫度的關係則用一條曲線表示，此曲線稱為飽和曲線（相對濕度ϕ=100%）。以飽和曲線為基準，不飽和濕空氣的相對濕度則用曲線表示。

而飽和曲線與乾球溫度直線的交點，表示t[℃]= t'[℃](濕球溫度)，等濕球溫度曲線則是如圖中所示的由飽和曲線左上向右下的虛線。等比容曲線也是用向右下延伸的細線表示，而等乾球溫度線並未與橫軸的絕對濕度線垂直，且也非平行線。

(2) $t-x$曲線圖

是以乾球溫度t為橫軸、絕對濕度x為縱軸構成的直角座標所繪製的曲線圖，有時亦稱為開立線圖。

$t-x$曲線圖

$t-x$曲線圖的內容與$h-x$曲線圖相似，但等濕球溫度曲線則是用比焓曲線代替，著重在應用實用性。

***t－x*曲線圖**的繪製主要是著重在實際應用的方便性，如**圖1－7**所示的$t-x$曲線圖，其內容與應用方法幾乎與$h-x$曲線圖相同，但等濕球溫度曲線則用比焓曲線取代。又濕球溫度相同的空氣，即使其他的狀態值並不相同，通常也都視其比焓值相同。

還有與飽和空氣比焓的差則用另外的曲線表示，此值則極小。又比焓的差$\triangle h$可以用下式表示。

$$\triangle h=h-h_s'=(x-x_s')h_c' \qquad (1-15式)$$

而式中

h：比焓 [kJ／kg(DA)]

h_s'：濕球溫度為t'時的飽和空氣的比焓 [kJ／kg(DA)]

x：乾球溫度為t時的濕空氣的絕對濕度 [kg／kg(DA)]

x_s'：濕球溫度為t'時的飽和空氣的絕對濕度 [kg／kg(DA)]

h_c'：濕球溫度為t'時的水的比焓（h_c' = 4.186 t'）[kJ／kg]

(3) $t-h$曲線圖

$t-h$曲線圖

是以乾球溫度為橫軸、比焓為縱軸所繪製的曲線圖。

此圖應用在水與空氣直接接觸狀態的解析極方便。

是以乾球溫度t為橫軸、比焓h為縱軸構成的直角座標所繪製的曲線圖。相對於全壓力溫度t之飽和狀態的比焓以曲線表示在線圖上。絕對濕度(x)曲線相互之間幾乎平行，**圖1－8**所示即為$t-h$曲線圖。在相同濕球溫度情況下空氣的比焓視同該溫度的飽和空氣的比焓。此***t－h*曲線圖**，對溫濕度控制之計算及求空氣狀態之變化極為方便。

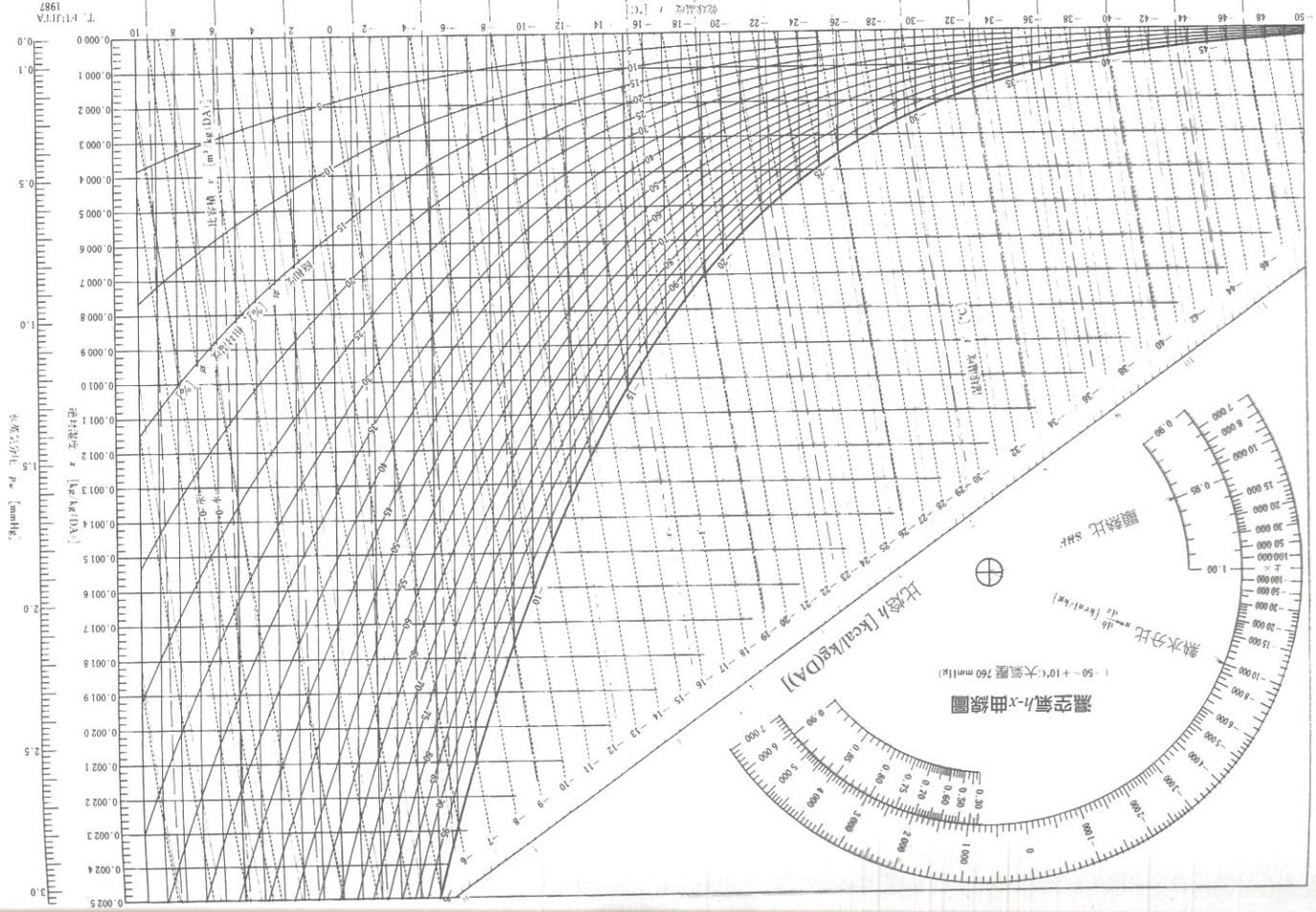

濕空氣h-x曲線圖
壓力 101.325kPa, 溫度 -10～+50℃
熱水分比
u=dh/dx
比焓h[kcal/kg(DA)]
比焓h[kcal/kg(DA)]
絕對濕度 x [kg/kg(DA)]
顯熱比 SHF
乾球溫度 t [℃]
比容 v[m³/kg(DA)]
T. FUJITA 1994

圖1－4　LC曲線圖

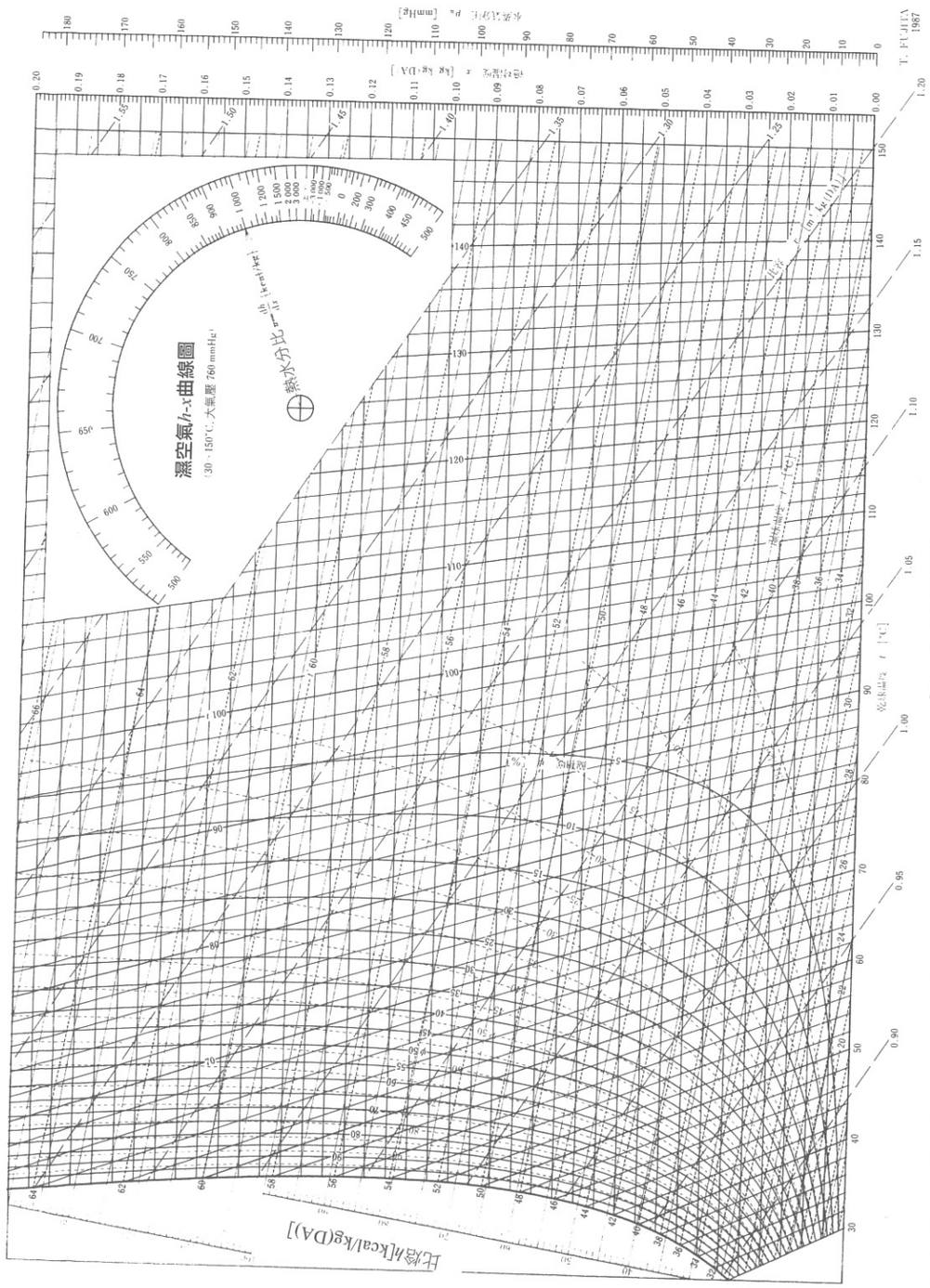


圖1－5　HC曲線圖

$t-h$曲線圖應用在冷卻水塔或Air washer等水與空氣直接接觸時的分析也很方便，例如，表示比焓為h的空氣與水溫為t的水接觸的狀態（設為A點），則如圖1－9所示。

熱水分比

空氣的狀態變化時，比焓的變化量對絕對濕度變化量的比稱為熱水分比，$u=\triangle h/\triangle x$表示。

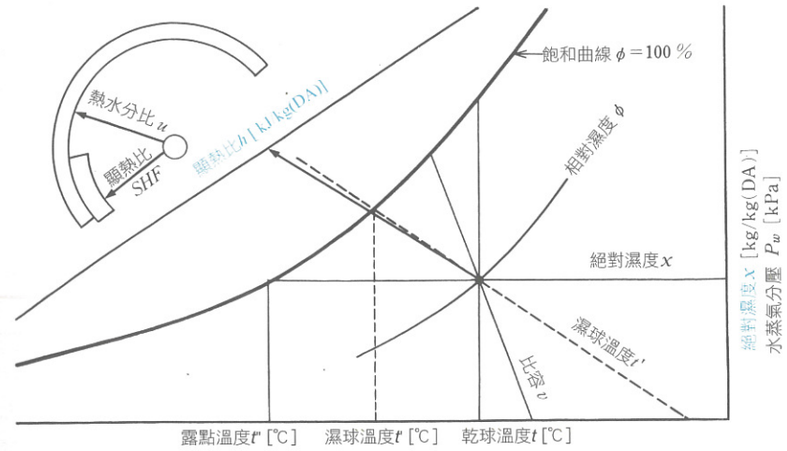


圖1－6　h-x曲線圖構成內容

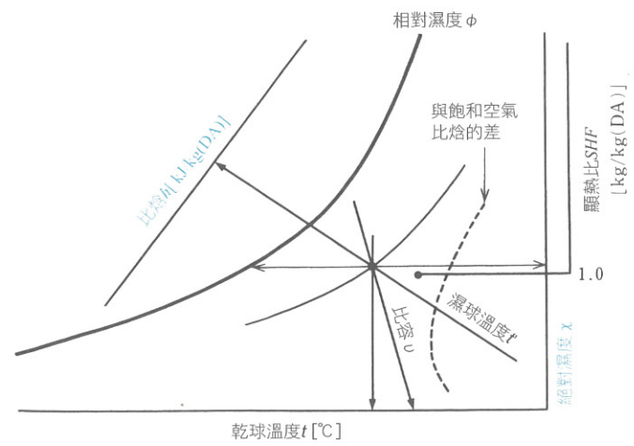


圖1－7　t-x曲線圖構成內容

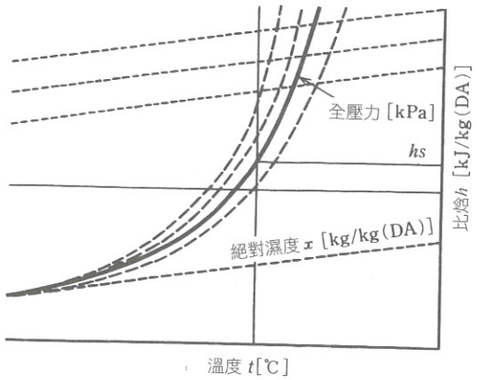


圖1－8 t-h曲線圖構成內容

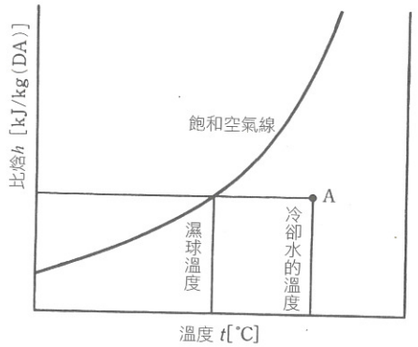


圖1－9 冷卻水與空氣接觸時的狀態

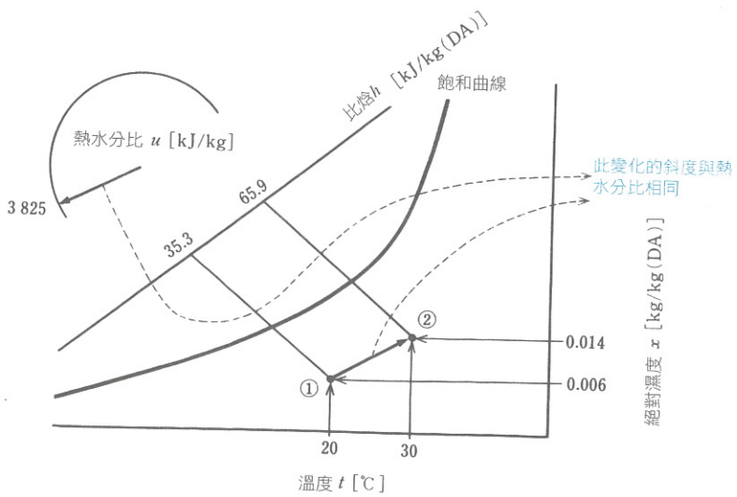


圖1－10 空氣的狀態變化與熱水分比的關係

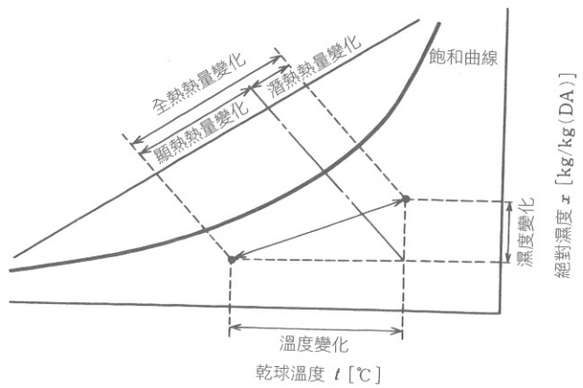


圖1－11 顯熱比之表示法

1-4-2 空氣線圖常用用語（專有名詞）補充說明

(1)熱水分比

當空氣的狀態產生變化，若當時空氣所含熱量的變化量與絕對濕度的變化量各為$\triangle h$與$\triangle x$，則熱水分比u[kJ／kg]可定義如下。

$$u=\triangle h/\triangle x \qquad (1-16式)$$

今考量二種空氣的狀態，①的狀態為t=20℃、x=0.006 kg／kg(DA)、②的狀態為t=30℃、x=0.014 kg／kg(DA)，則其各個的比焓值為35.3kJ／kg(DA)、與65.9 kJ／kg(DA)，因此即可求出其熱水分比為

$$u=(65.9-35.3)/(0.014-0.006)=3825\ \text{kJ/kg}$$

在空氣線圖上由狀態點①變化到狀態點②時，其變化則如**圖1－10**所示，由圖可知其變化與熱水分比的值成平行。

(2)顯熱比

顯熱量的變化對全熱量變化（顯熱量變化+潛熱量變化）的比稱為顯熱比，可以應用在了解濕空氣的狀態變化。

顯熱比又稱為SHF，是Sensible Heat Factor的簡寫。

濕空氣的狀態變化在空氣線圖上的表示法，如**圖1－11**所示。

顯熱比

顯熱量對全熱量的比稱為顯熱比，以SHF表示。

顯熱量為q_S、潛熱量為q_L，則顯熱比SHF為

$$SHF=\frac{q_S}{q_S+q_L}$$

1-4-3 實例

空氣線圖的應用。

(1)求比焓

例題1－7

某濕空氣的乾球溫度t=26℃、絕對濕度x=0.010 kg／kg(DA)，求此濕空氣的比焓（例題1－3所求出的值）。

解答

應用空氣線圖，可由**圖1－12**所示的方法求出其值。

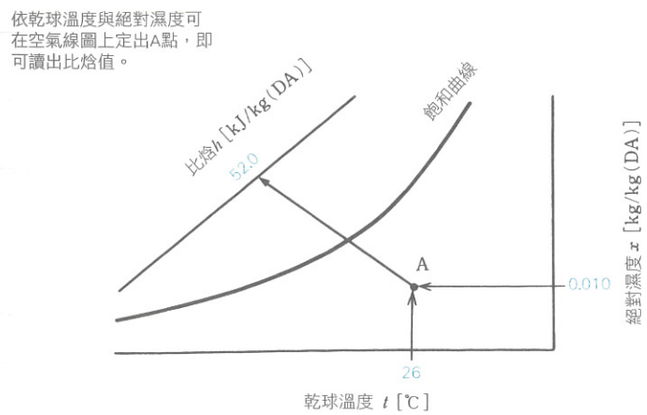


圖1－12

亦即比焓h≒52.0 kJ／kg(DA)

(2)求絕對濕度

例題1－8

在標準大氣壓（101.325kPa）下時，求溫度25℃飽和空氣的絕對濕度。

飽和空氣的絕對濕度為x_s。（例題1－4所求出的值）。

解答

利用濕空氣線圖，可由**圖1－13**所示的方法求出其值

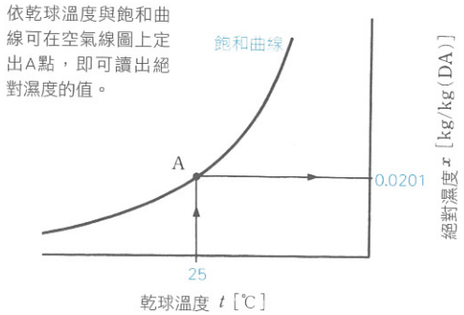


圖1－13

即絕對濕度x≒0.0201 kg／kg(DA)

(3)求露點溫度與結露水量

例題1－9

在標準大氣壓（101.325kPa）下，將乾球溫度t=40℃、絕對濕度x=0.030 kg／kg(DA)的濕空氣冷卻（降溫）到26℃時，求其每1kg（DA）空氣所結露出的水量。

解答

利用空氣線圖，可由**圖1－14**所示的方法求出。

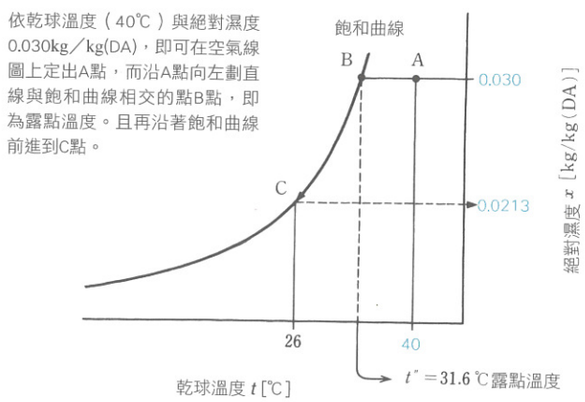


圖1－14

即露點溫度t''≒31.6℃、結露的露水量約為8.7g。

(4)由乾球溫度與濕球溫度求其他各項值。

例題1－10

在標準大氣壓（101.325kPa）下、求乾球溫度t=30℃、濕球溫度t'=24℃時，濕空氣的其他各項值（絕對濕度x、相對濕度ϕ、飽和度ψ、露點溫度t''、比焓h、比容v）。

解答

利用空氣線圖，可由**圖1－15**所示的方法求出各項值。

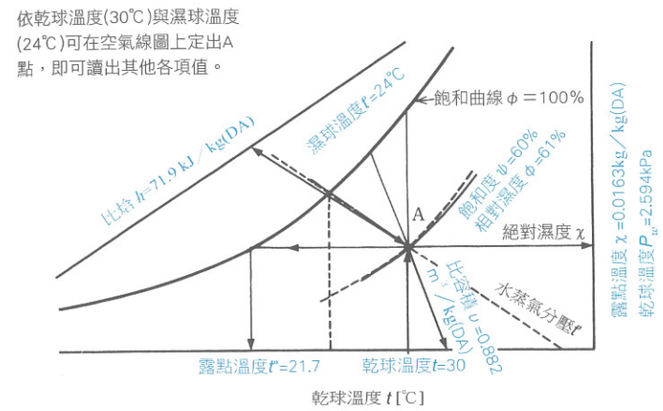


圖1－15

即

絕對濕度x≒0.0163 kg／kg(DA)

相對濕度ϕ≒61%

飽和度ψ≒60%

露點溫度t''≒21.7℃

比焓h≒71.9 kJ／kg(DA)

比容v≒0.882m^3／kg(DA)

第2章

空調流程在空氣線圖上的應用

2－1　在空氣線圖上的應用

要將室內的溫度調整到最舒適的環境狀態，則在冷氣運轉時必需提供乾燥的冷空氣，暖氣運轉時必需提供加濕的暖空氣。因此必需要有將空氣冷卻、除濕，或將空氣加熱、加濕的裝置，而這種裝置即稱為空調機（空氣調節機）。**空調機**是由去除空氣中所含塵埃用的空氣濾清器、冷卻與加濕空氣用的冷卻盤管（Cooling coil）、加熱空氣用的加熱盤管（Heating coil）、加濕空氣用的加濕器以及利用送風管傳送空氣的送風機所構成。還有為了要保持室內的空氣都在清淨的狀態，供應室內的空氣必需將室內回風送到空調機的回風箱與新鮮空氣做一定比率的混合再送到室內。空調機為要達到冷暖氣機所要求的溫、濕度的空氣條件，進行著空氣的混合、冷卻、加熱、除濕或加濕的動作。而這些空氣各項的動作即稱為單元動作，本節將就空調機單元動作在空氣線圖上的應用方式及各**單元動作**所需的冷卻熱量（冷卻能力）、加熱量、加濕量與除濕量等的計算方法加以說明。

何謂空氣調節機（空調機）

空氣調節機（空調機）是為去除空氣中塵埃及調整空氣溫濕度的裝置，由空氣過濾器、冷卻盤管、加熱盤管、加濕器、與送風機所構成。

▶ 空調機的動作

通常以冷氣模式運轉時，空調機內的冷卻盤管與送風機會動作，但在空調負荷由最大負荷變小或濕熱負荷較大須要加熱時，雖然在冷氣模式，亦須動作加熱盤管。暖房模式運轉時，加熱盤管及加濕器須動作。

日本最早的冷氣機

日本最早的冷氣機是住友公司於1907年在總公司（大阪府）利用井水所裝設的井水冷氣機，之後鐘紡公司於1909年在山科工廠採用蒸氣冷卻方式進行溫濕度的空氣調節。而應用在工業用的空氣調節，正式利用冷凍機作為冷氣機用途的則是在1921年之後，而正式以人體為對象作為保健用的空氣調節，最早是由久原房之助住家（神戶市）於1917年使用二氧化碳式冷凍機製成的冷氣機。

2-1-1　空氣的混合

如圖2－1所示的，狀態點①的空氣k_1[kg(DA)]與狀態點②的空氣k_2[kg(DA)]混合，則混合後的空氣狀態點③的比焓h_3[kJ／kg(DA)]、絕對濕度x_3 [kg／kg(DA)]、與乾球溫度t_3[℃]，各可以用2－1式、2－2式、與2－3式表示。

$$h_3=\frac{k_1h_1+k_2h_2}{k_1+k_2} \qquad (2-1式)$$

$$x_3=\frac{k_1x_1+k_2x_2}{k_1+k_2} \qquad (2-2式)$$

$$t_3\fallingdotseq\frac{k_1t_1+k_2t_2}{k_1+k_2} \qquad (2-3式)$$

▶ 2－3式的近似式

2－1式為正確的公式，而2－3式則是近似公式。此可將第一章以乾球溫度函數表示的公式代入2－1式即可理解。

2－1式是表示混合前能量與混合後能量相等的能量不滅定律公式，2－2式則是表示混合前與混合後水蒸氣量相等的質量不滅定律。而2－3式則是近似式，此公式在實用上也沒有問題。應用空氣線圖要求混合後空氣的狀態點③，則可以由狀態點①與狀態點②的連線，依k_2：k_1的比例決定③的位置點。其證明是整理比例公式(h_2-h_3)：$(h_3-h_1)=k_1$：k_2，即可得出2－1式。

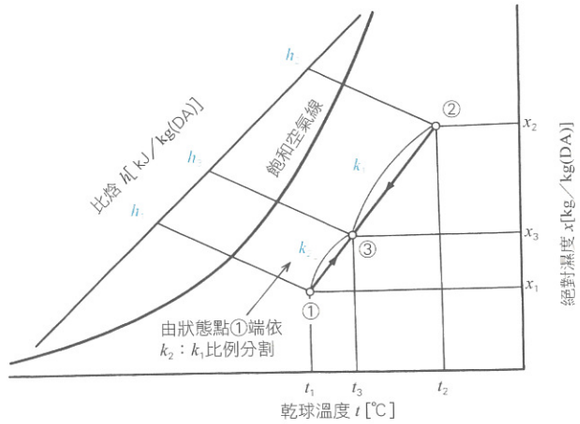


圖2－1　混合後的空氣狀態

例題2－1

乾球溫度t_1=26℃，相對濕度ϕ_1=50%的空氣①與乾球溫度t_2=33℃相對濕度ϕ_2=70%的的空氣②以7：3的比例混合，求混合後的空氣（狀態點③）的乾球溫度t_3、相對濕度ϕ_3、絕對濕度x_3、比焓h_3及比容v_3。

解答

如圖2－2所示的，在空氣線圖上由設定的乾球溫度與相對濕度曲線定出空氣狀態點①與空氣狀態點②，之後將此二點連接的直線由①端取3：7的比例，決定出混合後的空氣狀態點③。如此即可求出混合後的空氣狀態點③的各項狀態值，即乾球溫度t_3=28.1℃、相對濕度ϕ_3=58.9%、絕對濕度x_3=0.0141kg／kg(DA)、比焓h_3=64.3 kJ／kg(DA)、比容v_3=0.873 m^3／kg(DA)。

簡易求出混合後空氣的狀態

如圖2－1所示，將圖中的狀態點①與狀態點②的空氣狀態混合後的空氣狀態點③，可由空氣線圖簡易求出，亦即將狀態點①與狀態點②連接，並將此連接線由①端以k_2：k_1的比例劃分，即可求出混合後的空氣狀態點③。

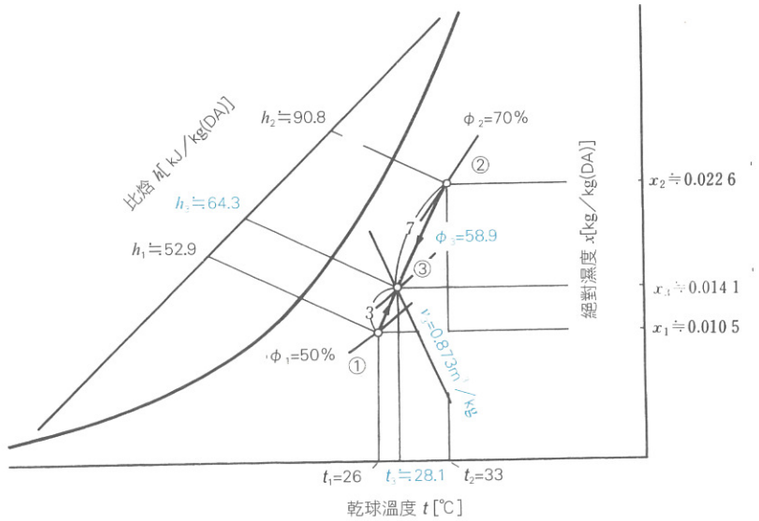


圖2－2

▶ 二種空氣 k_1[kg(DA)]與 k_2 [kg(DA)] 混合的含意

實際上表示含有乾空氣k_1[kg(DA)]的濕空氣k_1(1＋x1)kg與含有乾空氣k_2[kg(DA)]的濕空氣k_2(1＋x2)kg混合的意思。

▶ 空氣混合的考量與應用

空氣混合的考量是針對冷卻盤管的冷卻除濕、空氣洗滌機的冷卻除濕、斷熱的變化與冷卻加濕等各項動作所應用。

應用2－1式～2－3式也可求出混合空氣的比焓、絕對濕度與乾球溫度。由空氣線圖可得出狀態點①與狀態點②的空氣比焓與絕對濕度值，即h_1≒52.9 kJ／kg(DA)、h_2≒90.8 kJ／kg(DA)、x_1≒0.0105 kg／kg(DA)、x_2≒0.0226 kg／kg(DA)，還有已知乾球溫度t_1=26℃、t_2=33℃，因此將這些數據代入各公式內，即可求出下列各項的值。

$$h_3=\frac{7\times52.9+3\times90.8}{3+7}=64.3\ \text{kJ／kg(DA)}$$

$$x_3=\frac{7\times0.010\,5+3\times0.022\,6}{3+7}=0.0141\ \text{kg／kg(DA)}$$

$$t_3\fallingdotseq\frac{7\times26+3\times33}{3+7}=28.1℃$$

2-1-2 空氣的加熱

利用加熱盤管或電熱器加熱空氣時，由於每單位乾空氣1 kg(DA)中的水蒸氣含量不變，故空氣的絕對濕度亦保持一定，只有比焓會增加。此變化以空氣線圖表示則如**圖2－3**所示，若空氣流量為G[kg(DA)／h]、比焓為h[kJ／kg(DA)]、絕對濕度為x[kg／kg(DA)]時，由加熱盤管入口的狀態點①加熱至出口的狀態點②所需的熱量（能量）q_h[kW]，可用2－4式表示。

利用加熱器加熱時絕對濕度不會變化

由於空氣中的水分含量沒有變化，因此在空氣線圖上絕對濕度會保持一定，而只會顯示溫度上升，且會向右水平方向變化。

$$q_h=G(h_2-h_1)／3600 \qquad (2－4式)$$

而此加熱所需的熱量也可以用濕空氣的定壓比熱c_p[kJ／kg(DA)・℃]與乾球溫度t[℃]，用2－5式表示。

$$q_h=c_pG(t_2-t_1)／3600 \qquad (2－5式)$$

另外風量V[m³／h]則可以用比容v[m³／kg(DA)]，以2－6式表示，但由於入口與出口的比容並不相同，因此其值並非固定。

$$V=Gv \qquad (2－6式)$$

▶ 空氣流量 G[kg(DA)／h] 的含意

是表示含有乾空氣G[kg(DA)]的濕空氣的流動量，假設空氣的絕對濕度為x[kg/kg(DA)]時，則實際上是$G(1+x)$kg 的濕空氣的流量。

由於一般空調系統的空氣傳輸系統各部位的空氣溫度都不同，因此比容積會變化，而這在進行實際的風量比較時較不容易，因此表示的風量通常都換算為在溫度20℃、壓力101.3kPa（1標準大氣壓）的**標準空氣**狀態的風量。而設標準空氣的比容為v_0[=0.83 m³／kg(DA)]、及換算為標準空氣的風量為V_0，則可求出流量G為

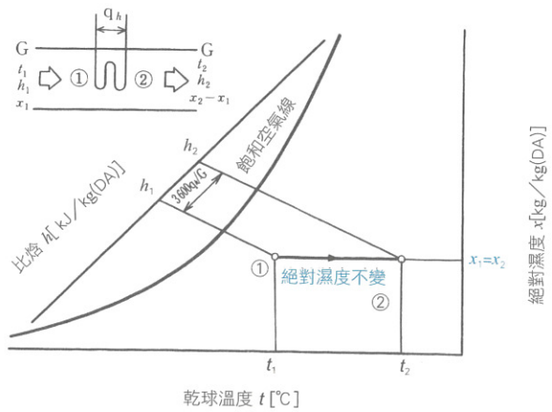


圖2－3 加熱操作

$$G=\frac{V_0}{v_0}=\frac{V_0}{0.83} \qquad (2－7式)$$

因此2－4式可改寫為

$$q_h=\frac{V_0}{0.83}(h_2-h_1)/3\,600 \qquad (2－8式)$$

單位體積風量採用標準空氣

溫度20℃、壓力101.3kPa（1標準大氣壓）的空氣稱為標準空氣，標準空氣的比容積為0.83 m³／kg(DA)。由於風量換算為標準空氣的風量較容易比較，因此通常都換算為標準空氣的風量。

還有濕空氣的比熱，在第一章已論述過正確的用法應是絕對濕度x的函數，但也可以用近似值c_p≒1.006kJ／[kg(DA)・℃]，因此2－5式可改寫為

$$q_h=1.21V_0(t_2-t_1)／3600 \qquad (2－9式)$$

在計算空氣加熱所需的加熱量q_h時，可依據給予的各項條件而應用2－4、2－5、2－8、與2－9式中合適的公式即可。

例題2－2

空氣風量500m³／h、乾球溫度為14℃、相對濕度50%的空氣，求加熱至33℃所需的加熱量。

解答

此例題之空氣風量與乾球溫度為已知，因此可以由2－9式直接求出所需的加熱量。亦即將這些條件代入2－9式即可得出。

$$q_h=1.21\times500\times(33-14)\div3600\fallingdotseq3.19\text{kW}$$

如果應用2－8式時，由空氣線圖得知h_1≒28kJ／kg(DA)、h_2≒47kJ／kg(DA)，將這些數值代入2－8式，即可求出所需的加熱量。

$$q_h=\frac{500}{0.83}\times(47-28)\div3600\fallingdotseq3.18\text{kW}$$

由2－8式求出的加熱量與2－9式求出的值約相差0.4%，此則為空氣線圖上的讀取誤差。

熱流量單位[KJ/h]轉換為[kW]

所謂1瓦(W)的熱流量，即是1秒流動1J熱量，其關係式為1W=1J／s

因

1kW=1kJ／s=3600kJ／h

若要將X[kJ／h]換算為[kW]的單位，則用X除以3600(X／3600)[kW]即可。反之如要將Y[kW]換算為[kJ／h]的單位，則只要將Y乘以3600，亦即3600Y[kJ／h]即可。

2-1-3 空氣的冷卻

當冷卻盤管冷卻濕空氣時，如冷卻盤管的表面溫度較濕空氣的露點溫度低，則濕空氣中的水蒸氣有一部分會凝結，並由空氣凝結為露水，因此此時的冷卻動作焓會減少，同時絕對濕度也會降低，即是進行冷卻除濕的動作。設此時冷卻盤管入口

進行除濕的冷卻

當冷卻盤管的表面溫度較入口空氣的露點溫度低時，冷卻盤管的表面會結露，而使空氣中的水蒸氣量減少。因此在空氣線圖上乾球溫度與絕對濕度皆會降低，並朝向左斜的方向變化。

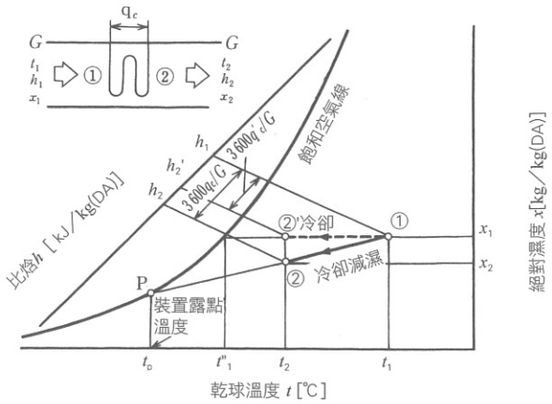


圖2－4　冷卻除濕在空氣線圖上的應用

的空氣狀態為狀態點①，出口的空氣狀態為狀態點②，在空氣線圖上的變化則如**圖2－4**所示。而在狀態點①、②連線的延長線與飽和空氣曲線的交點P點的溫度t_P，以冷卻盤管的表面溫度，稱為**設備露點溫度**。要正確的求出此設備露點溫度較困難，但近似值的求法則可以取冷卻盤管的入口水溫與出口空氣的濕球溫度的平均值。如由混合空氣考量，則狀態點②出口空氣的狀態可視為是經冷卻盤管充分的冷卻至設備露點溫度P點的飽和空氣，與未經過冷卻盤管狀態點①的空氣的混合空氣。在此，線$\overline{P②}$與線$\overline{P①}$的比即稱為**旁通係數**（Bapass factor）。而狀態點②會在$\overline{P①}$線上的何位置，則與冷卻盤管的列數及性能有關。空氣流量為G[kg(DA)／h]的濕空氣由狀態點①冷卻到狀態點②所需的熱量（能量）q_c[kW]，則可用2－10式或2－11式求出，在冷卻盤管被去除的水分量（除濕的水分）L(kg／h)則可由2－12求出。亦即

露點溫度近似值的求法

要正確的求出設備露點溫度（ADP）並不容易，但可利用近似值的求法，取冷卻盤管入口水溫與出口空氣的濕球溫度二項的平均值即可。

$$q_c=G(h_1-h_2)／3600 \qquad (2-10式)$$

$$q_c=\frac{V_o}{0.83}(h_1-h_2)／3600 \qquad (2-11式)$$

$$L=G(x_1-x_2) \qquad (2-12式)$$

當冷卻盤管的表面溫度較冷卻盤管入口濕空氣的露點溫度t_1''高時，則不會產生水蒸氣的凝結（結露），因此絕對濕度會保持一定，而只有焓會減少。亦即在空氣線圖上，會如圖2－4虛線所示的由狀態點①沿著②'變化。而此時冷卻所需的熱量（能量）q_c'則可將2－10式與2－11式的h_2改為h_2'即可求出，但也可以利用乾球溫度差由2－13式求出。

冷卻但不除濕

當冷卻盤管的表面溫度較入口空氣的露點溫度高時，由於冷卻盤管的表面不會結露，所以空氣中的水分並不會減少，因此空氣線圖上顯示的是絕對濕度會保一定，而乾球溫度則會降低，且會水平的朝左方方向變化。

$$q_c'=c_pG(t_1-t_2)／3600$$
$$\fallingdotseq 1.21V_o(t_1-t_2)／3600 \qquad (2-13式)$$

例題2－3

利用設備露點溫度為9℃、旁通係數為26.3%的冷卻盤管，冷卻除濕乾球溫度28℃、相對濕度為60%濕空氣時，求冷卻盤管出口的空氣狀態（乾球溫度與絕對濕度）。若標準空氣換算風量為10000m³／h時，求冷卻所需的總熱量（能量）q_c與被去除的水分量（除濕水分）L。

解答

如**圖2－5**所示的，在空氣線圖上劃出冷卻盤管入口濕空氣的狀態點①及依設備露點溫度而定的飽和空氣狀態點P，再將①與P直線連接，並將$\overline{①P}$線由P點以26.3：73.7的比例定出冷卻盤管的出口空氣狀態點②，而用此空氣線圖求乾球溫度與絕對濕度，可得

$t_2 \fallingdotseq 14.0$℃

$x_2 \fallingdotseq 0.0090$kg／kg(DA)

又由圖可得狀態點①與狀態點②的比焓、與絕對濕度為

$h_1 \fallingdotseq 64.8$ kJ／kg(DA)

$h_2 \fallingdotseq 36.9$ kJ／kg(DA)

$x_1 \fallingdotseq 0.0143$ kg／kg(DA)

$x_2 \fallingdotseq 0.0090$ kg／kg(DA)

因此可求出

$$q_c=\frac{V_o}{0.83}(h_1-h_2)／3600$$
$$=\frac{10000}{0.83}(64.8-36.9)\div 3600 \fallingdotseq 93.4\text{kW}$$

$$L=\frac{V_o}{0.83}(x_1-x_2)$$
$$=\frac{10000}{0.83}(0.0143-0.0090)=63.9\text{kg／h}$$

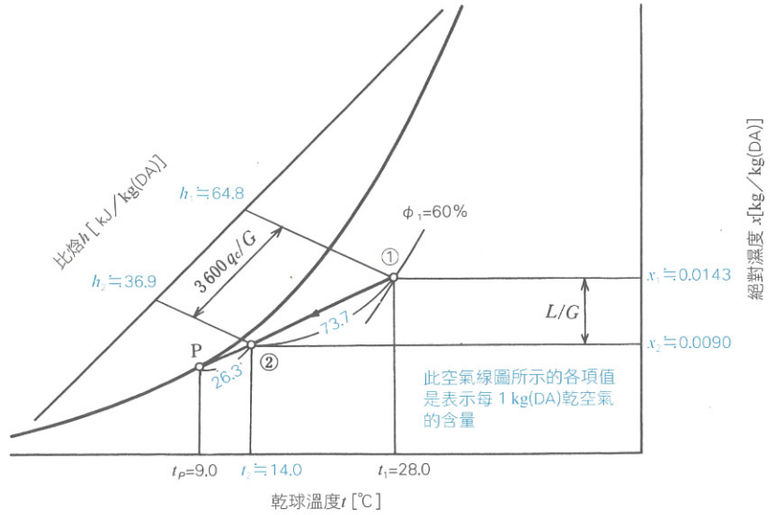


圖2－5

以大量噴霧狀水冷卻空氣的Air washer，當噴霧水的溫度低於入口空氣狀態點①的露點溫度t_1''時，則在噴霧水的水滴表面會結成露，而形成**冷卻除濕**的狀態（如圖2－6所示①②的狀態）。而當噴霧水的溫度在露點溫度之上時，相反的，水會由水滴表面蒸發，而形成**冷卻加濕**的狀態（如**圖2－6**所示①②'、①②"、①②'"的狀

▶ Air washer（**空氣洗滌機**）
紡織工廠或香煙製造廠過去常做冷卻除濕器或加濕器用，但最近一般建築物則甚少採用。

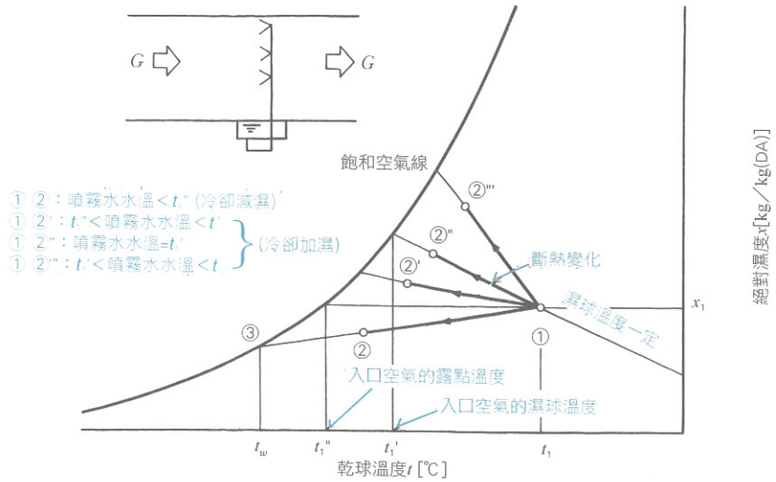


圖2－6 應用Air washer冷卻的空氣狀態變化

▶ **飽和效率**
應用空氣洗滌機在斷熱變化時的動作係數，一般稱為飽和效率。

態）。噴霧水應用冷卻盤管冷卻時是①②'的變化，而①②"的變化則是斷熱變化，噴霧水既不冷卻也不加熱只保持噴霧的狀態，而此狀態時噴霧水的水溫則等於入口空氣的濕球溫度，其出口的空氣狀態則是通過狀態點①，並沿著濕球溫度保持一定的直線變化，而此時的變化則稱為**斷熱變化**或**蒸發冷卻**。①②'"的變化則是利用加熱盤管加熱噴霧水，使噴霧水的水溫保持在空氣的乾球溫度以下。狀態點②空氣的狀態則可視為是Air washer的出口水溫在t_w時的飽和空氣③與入口空氣①的混合空氣，因此會在①與③點的連線上，至於在線上的那一位置點，則與表示Air washer性能係數[$=(h_1-h_2)/(h_1-h_3)$]有關。而空氣狀態②'、②"、②'"也與此相同。另外圖中的t_1'、t_1"則是狀態點①的空氣的濕球溫度與露點溫度。

加濕動作時的變化常應用熱水分比
熱水分比在水噴霧加濕時噴霧水的焓及蒸氣加濕時蒸氣的焓，是相等的。因此在加濕動作時空氣狀態變化的方向，可以利用空氣線圖左上方的熱水分比圖定出。

2-1-4 空氣的加濕

冬季暖氣（暖房）運轉時，一般由於外氣的絕對濕度低，因此會因為導入外氣或因為風的吹入而使室內空氣的濕度降低，為了防止此現象因此會對室內的空氣加濕。而空調機一般的加濕方法則有利用噴霧狀的水對著空氣噴，使這些噴霧水蒸發並加濕，此為水噴霧加濕方式；以及利用水蒸氣吹入加濕的**蒸氣加濕方式**。在水噴霧加濕方面，設噴霧水的蒸發量為L[kg／h]、噴霧水的比焓為h_w[kJ／kg]時，則**熱水分比**可由下式求出。

▶ **加濕效率**
應用少量的水噴霧進行空氣的加濕時，噴霧水的蒸發量與噴霧水量的比稱為加濕效率。

$$u=\frac{h_wL}{L}=h_w\ [\mathrm{kJ/kg}] \qquad (2-14式)$$

▶ **熱水分比值**
應用水噴霧加濕時，熱水分比的值以[kcal/kg]為單位則其值是等於噴霧水的比焓，因此在進行噴霧水加濕時，熱水分比的值如能同時計入[kcal/kg]的單位，則在應用上將更為方便。

因此要將加濕前的空氣狀態①變化為加濕後的空氣狀態②，可應用空氣線圖如**圖2－7**所示，以通過狀態點①劃一條與空氣線圖左上方熱水分比$u=h_w$平行的線，而此線與

$$x_2=x_1+\frac{L}{G} \qquad (2-15式)$$

絕對濕度線的交點，即可定出狀態點②。而式中G則是提供室內風量的供氣風量[kg(DA)／h]。

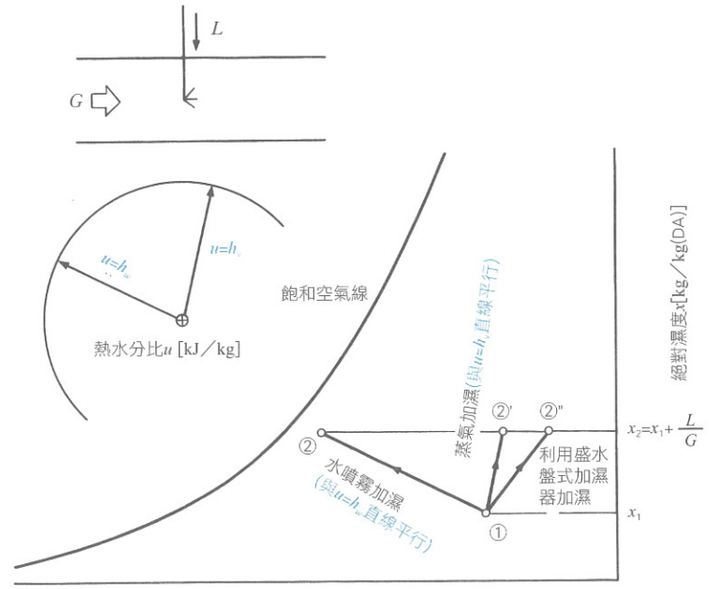


圖2－7 加濕

應用**蒸氣加濕**時，如吹入蒸氣的比焓為h_v[kJ／kg]，則將2－14式中的h_w改為h_v，則成為$u=h_v$，因此在空氣線圖上的變化即如圖2－7所示的由狀態點①向狀態點②'變化。應用較少量的水噴霧使其蒸發加濕空氣的**水噴霧加濕**方式，是利用噴霧水的蒸發達到冷卻的作用，而使空氣的溫度降低。而蒸氣加濕方式，蒸氣的溫度一般都在100℃左右，利用蒸氣的熱量加熱空氣使空氣的溫度上升。如設蒸氣的溫度為$\triangle t$[℃]、空氣的溫度為t_1[℃]、加濕量為$\triangle x$[kg／kg(DA)]時，則溫度上升值$\triangle t$[℃]可用2－16式近似式表示。

▶ **2－16式之導出**
將蒸氣流失的顯熱與空氣所取得的顯熱視為相等時，則可得$1.805\triangle x(t_v-t_1-\triangle t)=(1.006+1.805x)\triangle t$，因此可得此近似式值。

$$\triangle t=1.8(t_v-t_1)\triangle x \qquad (2-16式)$$

加濕方法除了上述的二種方式之外，另外還有**蒸氣盤式加濕器**（Pan type humidifier）或利用高於空氣露點大量的水噴霧加濕的方式。蒸氣盤式加濕器是利用電熱器等加熱加濕盛水盤內的水，使水表面被蒸發而加濕空氣的方法，此種加濕方式在加濕的同時，高溫的水的表面會產生顯熱變化而使空氣的溫度上升，因此其在空氣線圖上的變化即如圖2－7所示的①②"的變化，由於其加濕量較小，因此一般都應用在箱型（Package）空調機等小型的裝置。

▶ **應用蒸氣盤加濕器時空氣的變化**
近似法可以視為是熱水分比與加濕器飽和水蒸氣的等焓變化，但嚴格而言由於會受到水面加熱的影響，因此空氣溫度的變化會趨向於略高於近似值。

加濕所需的水分量L[kg／h]，在空氣流量G[kg(DA)／h]、標準空氣體積流量V_0[m^3／h]，加濕前後之絕對濕度為x_1、x_2時，可由2－17或2－18式求出。

$$L=G(x_2-x_1) \qquad (2-17式)$$

$$L=\frac{V_o}{v_o}(x_2-x_1)=\frac{V_o}{0.83}(x_2-x_1) \qquad (2-18式)$$

例題2－4

若空調機加熱盤管出口的空氣狀態，乾球溫度為30℃、濕球溫度為17℃，空氣的風量為V_o=500m^3／min，採用100℃的飽和蒸氣以5 kg／min 的噴霧量對此空氣加濕，求加濕後空氣的乾球溫度t_2、絕對濕度x_2及比焓h_2。

解答

首先在空氣線圖上定出加熱盤管出口的空氣狀態點，此點設為①（如**圖2－8**所示）。其次由100℃飽和蒸氣的焓為2674kJ／kg，可得出蒸氣加濕的熱水分比u=2674 kJ／kg，因此應用空氣線圖上左上方的熱水分比圖劃出u=2674kJ／kg的線，並劃出通過①與此線平行的平行線。加濕後空氣的狀態點②即在此直線上，而其位置則依絕對濕度的變化決定。由加濕後其絕對濕度的增加量△x為

$$\triangle x=\frac{5}{500/0.83}=0.0083\ \text{kg／kg(DA)}$$

及由空氣線圖上可得出x_1=0.0068 kg／kg(DA)，因此由x_1＋△x即可求出x_2

$$x_2=0.0068+0.0083=0.0151\ \text{kg／kg(DA)}$$

如此即可求出狀態點②在空氣線圖上的位置，亦可求出狀態點②的焓與乾球溫度，即

$$h_2=69.8\ \text{kJ／kg(DA)}$$

$$t_2=31.0℃$$

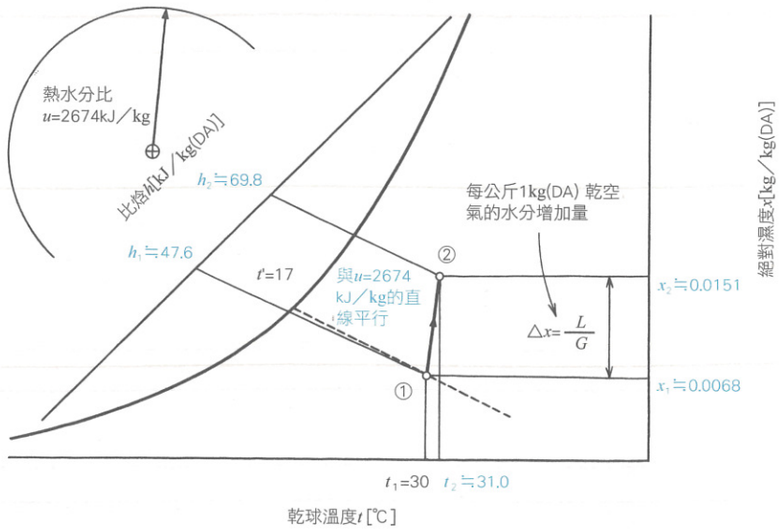


圖2－8

而依據焓的變化也可以決定出狀態點②，由蒸氣加濕焓的增加量△h為

$$\triangle h=\frac{2674\times5}{500/0.83}=22.2\ \text{kJ／kg(DA)}$$

及由空氣線圖可得出h_1=47.6kJ／kg(DA)，即可求出狀態點②焓h_2的值，即

$$h_2=47.6+22.2=69.8\text{kJ／kg(DA)}$$

由此即可定出狀態點②在空氣線圖上的位置，亦可求出狀態點②的絕對濕度與乾球溫度，即

$$x_2=0.0151\text{kg／kg(DA)}$$

$$t_2=31.0℃$$

又如用2－16式近似式求t_2，則為

$$\triangle t=1.8\times(100-30)\times0.0083\fallingdotseq1.0℃$$

$$t_2=t_1+\triangle t=30.0+1.0=31.0℃$$

例題2－5

設空調機加熱盤管出口的空氣狀態，乾球溫度為38℃、絕對濕度為0.006kg／kg(DA)、標準空氣的風量為1200 m^3／min，若要利用水溫為40℃微量的水噴霧進行此空氣的加濕，以使空氣的乾球溫度達到30℃，求此時加濕後的絕對濕度、焓及加濕量。又設**加濕效率**為35%，則噴霧水的水量為何。

解答

設加熱盤管出口的空氣狀態點為①點，則由乾球溫度38℃與絕對濕度0.006kg／kg(DA)，可以劃出狀態點①（如**圖2－9**所示）。由於40℃水的焓值為167.4kJ／kg，因此可以通過狀態點①劃出與熱水分比u=167.4kJ／kg(=40kcal／kg)平行的直線，而此直線與乾球溫度30℃直線的交點即為加濕後的空氣狀態點②，而由此空氣線圖即可求出狀態點②的絕對濕度、焓各為

$$x_2=0.0094\text{kg／kg(DA)}$$

$$h_2=54.5\text{kJ／kg(DA)}$$

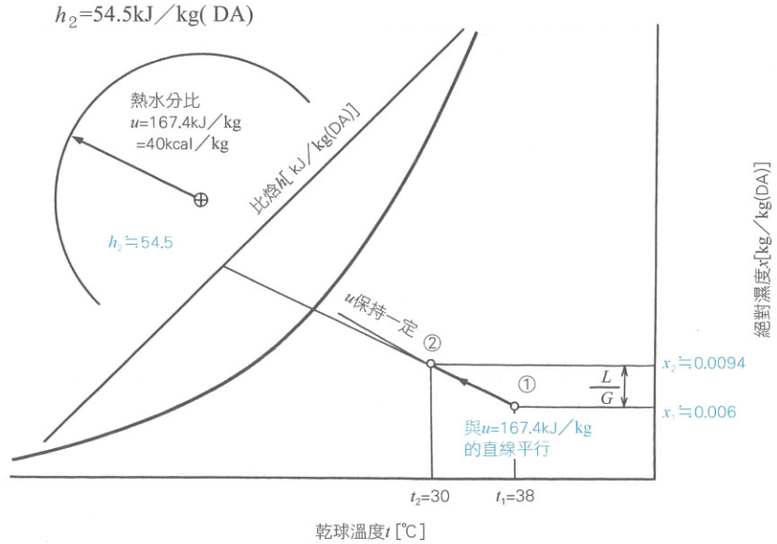


圖2－9

另外加濕量L與噴霧水量L'則可求出為

$$L=\frac{1200\times60}{0.83}(0.0094-0.006)=294.9\text{kg／h}$$

$$L'=\frac{294.9}{0.35}=843\text{kg／h}$$

熱水分比相等時空氣狀態變化的方向也相同的原因

在空氣線圖上當空氣的狀態由狀態點①向狀態點②變化時，**熱水分比**依定義為

$$u=\frac{\triangle h}{\triangle x}=\frac{h_2-h_1}{x_2-x_1}$$

空氣線圖($h-x$曲線圖)為傾斜軸（斜交構成的座標軸），而二斜交軸則各表示焓h與絕對濕度x，因此熱水分比u是表示狀態點①與狀態點②與傾斜軸相交，二交點在傾斜軸上值的關係。所以當熱水分比值確定之後即可決定出空氣變化曲線的方向，而此方向即是空氣線圖左上方基準點與熱水分比值連接線的方向。

當**顯熱比**SHF不變時，由於等乾球溫度線會略為向上偏，因此嚴格而論空氣狀態變化的方向並非保持一定，但由於實用上可以視為是保持一定，因此此方向在空氣線圖上即是表示基準點與顯熱比值的關係。

2-1-5　空氣的除濕

冷卻盤管及空氣洗滌機的除濕方式已於2-1-3節論述過，因此本節將就**化學式除濕裝置**論述。化學式除濕裝置有使用矽膠（silica gel）的固態吸附式除濕器與使用氯化鋰（LiCl）的液態吸收式除濕器二種。固態吸附式除濕器在固態的吸附劑吸附水蒸氣時，會產生凝結潛熱與浸透熱，此熱將空氣加熱，因此空氣的狀態變化是加熱除濕的變化。而採用矽膠吸附劑時，凝結潛熱與浸透熱合計之吸附熱量每公斤水分約為2972kJ，因此狀態變化的方向會如**圖2－10**所示，依$u=-2972$kJ／kg的方向變化。而吸附劑在大量吸附水分之後吸附能力會降低，因此如要再利用則必需加熱，由於吸附劑在定期性的加熱之後工作溫度會上升，因此之後處理的空氣的溫度上升的幅度也會更大。

化學式除濕裝置

化學式除濕裝置有使用矽膠等的固態吸附式除濕器與使用氯化鋰等的液態吸 收式除濕器二種，利用熱的吸附或吸收進行空氣的加熱與除濕。但實際上液態吸 收式除濕器則是應用冷卻盤管冷卻溶液與空氣，因此空氣出口溫度的降低只有冷卻盤管作用的部分。

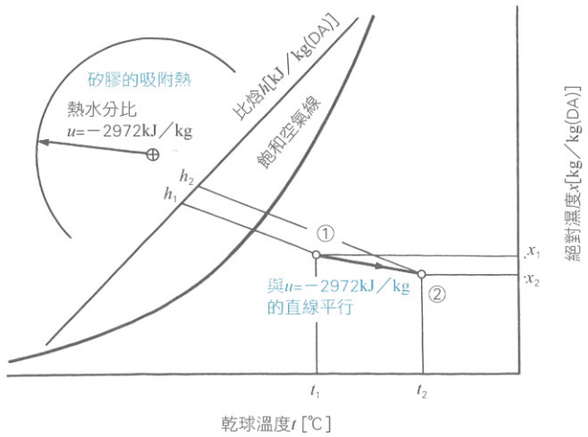


圖2－10　化學除濕（固體吸收除濕器）

另外液態吸收式除濕器方面，利用氯化鋰等吸收劑在吸收水蒸氣時，則會產生凝結潛熱與溶解熱的吸收熱，空氣被此吸收熱加熱，因此空氣的變化也是與固態吸附式除濕器同樣是加熱除濕的變化。如果吸收劑是採用氯化鋰時，則其溶解熱約為凝結潛熱的1％左右，通常此值可以忽略，還有被吸收水分的顯熱值也很小，因此如將加熱空氣的熱視為是凝結潛熱時，則空氣的變化將近似焓值一定的變化（如**圖2－11**①②所示）。不過在實際的裝置上，為了要抑制因凝結潛熱導致溶液溫度的上升以保持吸收劑的吸收能力，通常都是採用冷卻盤管冷卻吸收溶液與空氣的方式，因此實際空氣的出口狀態是狀態點③的狀態，亦即是①③的狀態變化。所以在裝置內實際上並不是①②的變化，而可視為是因凝結潛熱與溶解熱的吸收熱產生①②假設性的狀態變化，以及因冷卻盤管冷卻作用產生②③的狀態變化，而形成①③的變化。液態吸收式除濕器也同樣的，吸收劑在吸收大量水分之後吸收能力也會降低，因此為了再利用吸收溶液也必需再加熱，所以冷卻盤管的冷卻熱量（冷卻盤管的冷卻能力），除了需要冷卻空氣所需的熱量之外，也必需考慮到吸收劑再利用加熱所需的熱量。

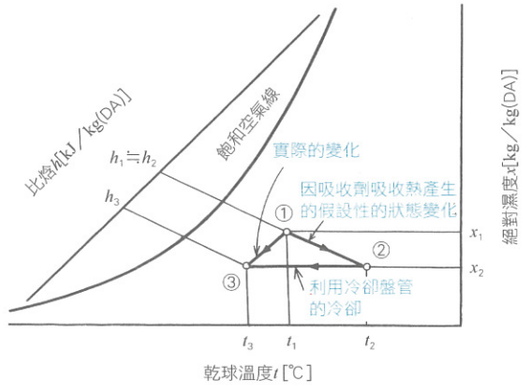


圖2－11　化學除濕（液體吸收除濕器）

2－2　空調流程在空氣線圖上的應用

為解說在2－1節論述過的單元動作在實際的空調流程中是如何應用，本節將舉一般建築物常用到的單一風管固定風量式的系統為例，解說此型空調系統在空氣線圖上的應用。還有也將談論空調機的容量（能力），亦即送風機、冷卻盤管、加熱盤管與加濕器容量的計算。而其他類型的空調方式或實際的應用將在第四章詳細具體的解說。

2-2-1　冷氣運轉時

本節將論述當室內的設定條件（乾球溫度t_1[℃]、相對濕度ϕ_1[%]）、外氣條件（乾球溫度t_2[℃]、相對濕度ϕ_2[%])、空調負荷(顯熱負荷q_s [kW]、潛熱負荷q_L [kW]）及**外氣的混合比率**（占室內吹出風量的比率k[%]）確定時，要如何定出（劃出）如**圖2－12**所示的空調系統各部位空氣狀態的方法，以及如何求出對室內送風的風量V_o[m^3／h]與冷卻盤管的冷卻能力q_c[kW]。

▶ 外氣的混合比率值

一般健康維護用的空氣調節，外氣的混合比率通常都定為室內送風量的25～30%左右。

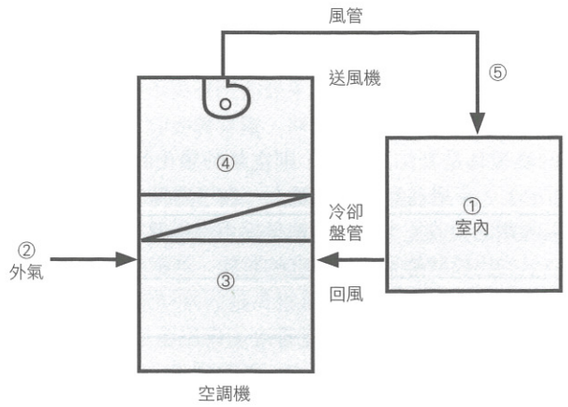


圖2－12　冷氣系統

(1)由於已知乾球溫度t_1與相對濕度ϕ_1，因此室內空氣的狀態點①可以由t_1的等乾球溫度線與ϕ_1的等相對濕度線的交點定出。同樣的也可以定出外氣的狀態點②（如圖2－13所示）。

冷氣模式時送風空氣的狀態點

由空調房間的顯熱負荷與潛熱負荷求出其顯熱比，再應用圖2－13通過室內設定條件狀態點①劃出顯熱比相同的直線，一般送風溫度差在10℃～12℃之間的狀態點⑤。

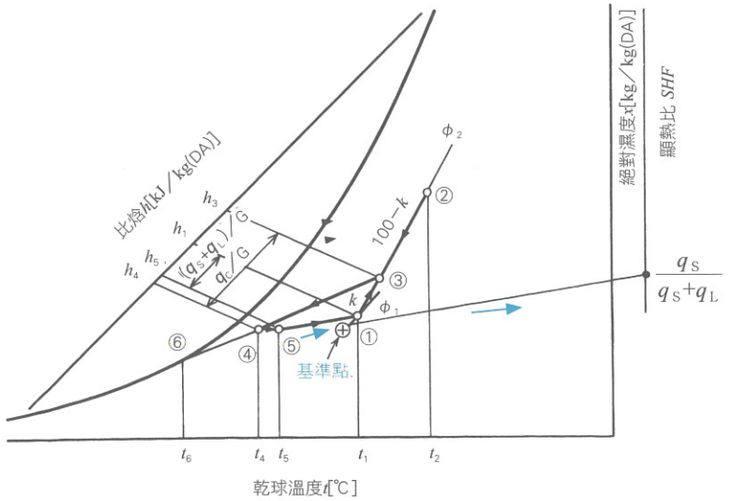


圖2－13　冷氣運轉時空氣的狀態變化

(2)外氣狀態點②與室內空氣回風狀態點①的混合空氣狀態點③之求法，可由外氣的引進比率即室內送風量的k[%]，由①②點的連線從①端以k：$(100-k)$的比例求出狀態點③。

(3)空調負荷的顯熱負荷q_S與潛熱負荷q_L為已知，因此由此二值即可求出**顯熱比*SHF***為

$$SHF=\frac{q_S}{q_S+q_L} \qquad (2-19式)$$

將此值劃在空氣線圖右端的顯熱比線上，並將此點與乾球溫度26℃、相對濕度50%的基準點以直線連接，再通過狀態點①劃出與此線平行顯熱比相同的直線，室內空氣的

送風狀態點⑤即在此直線上。

(4)在此直線上的狀態點⑤的位置，並非僅依公式決定，而是需由結露、冷流（cold draft），以及與風量有關的送風動力等的觀點依經驗定出。狀態點①與狀態點⑤的溫度差，即吹出空氣的溫度差$\triangle t(=t_1-t_5)$依吹出口的種類及吹出口的高度而異，但一般都取10～12℃左右。

(5)冷卻盤管出口的空氣狀態點④之絕對濕度與狀態點⑤相同，而送風機會使空氣溫度升高，以及由風管滲入的熱量，使狀態點④的溫度較狀態點⑤低。通常t_5-t_4的值都約為t_1-t_5值的90%左右。

(6)換算為標準空氣風量的送風量$V_0(=G_{vo})$[m^3／h]，可由下式求出。

$$q_S \fallingdotseq 1.21V_0(t_1-t_5)/3600 \qquad (2-20式)$$

(7)冷卻盤管冷卻的冷卻熱量（冷卻所消耗的熱量）q_c[kW]則可由下式求出。

$$q_c=\frac{V_0}{0.83}(h_3-h_4)/3600 \qquad (2-21式)$$

t_6是**設備的露點溫度**。

冷卻盤管出風的空氣狀態點

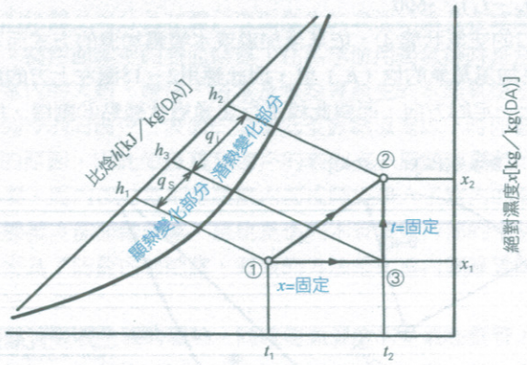
由圖2－13可求出空調機冷卻盤管出口的空氣狀態點④，在絕對濕度保持一定通過室內送風空氣的狀態點⑤的直線上$t_4 \fallingdotseq t_5-0.1(t_1-t_5)$的位置。

送風量與冷卻盤管的冷卻熱量

送風量可由2－20式求出，冷卻器所冷卻的熱量則可由2－21式求出。

空氣狀態變化時其顯熱變化與潛熱變化在空氣線圖上的應用

含1kg(DA)乾空氣的濕空氣，由狀態點①變化為狀態點②，其顯熱變化與潛熱變化如圖所示為$q_s=h_3-h_1$及$q_l=h_2-h_3$。如將此狀態點①到狀態點②的變化可想像是絕對濕度保持一定，僅溫度上升，由狀態點①到狀態點③，以及溫度保持一定僅絕對濕度增加，由狀態點③到狀態點②的二階段變化，即可了解到q_s是增加的顯熱量、q_l則是增加的潛熱量。



空氣狀態變化時顯熱與潛熱的變化

2-2-2　暖氣運轉時

與冷氣運轉時相同，若室內設定條件、外氣條件、顯熱與潛熱負荷、外氣的混合比例為已知。則本節將論述如**圖2－14**所示的空調系統各部位空氣狀態點的決定方法，以及加熱盤管所加熱的熱量q_h[kW]與加濕量L[kg／h]的計算方法。而此處則假設對室內的送風量V_o[m^3／h]與冷氣運轉時的風量相同

▶ 暖氣模式時將風量定為與冷氣模式時相同的理由

因使用相同的送風機，除非冷氣負荷與暖氣負荷的條件有極大的差異，否則暖氣模式與冷氣模式的風量通常都視為相同。

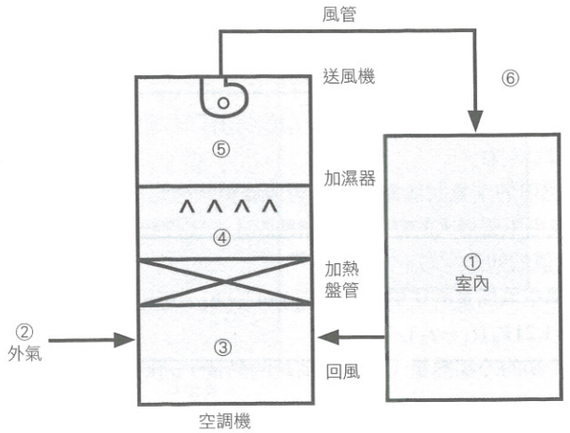


圖2－14　暖氣系統

(1)室內條件狀態點①、外氣條件狀態點②，以及二者混合的空氣狀態點③的求法，以及顯熱比*SHF*的求法與冷氣運轉時相同。

(2)將上項所求出的顯熱比平行線通過狀態點①，並與應用下式所求出的t_6等乾球溫度線相交，其交點即為送風空氣的狀態點⑥（如**圖2－15**所示）。又送風空氣狀態點⑥與加濕後的空氣狀態點⑤，因送風機運轉所產生的熱被風管所產生的熱損失幾乎被抵銷時，

$$q_S=1.21V_o(t_6-t_1)/3600 \qquad (2-22式)$$

(3)加熱盤管出口的空氣狀態④，依蒸氣加濕或水噴霧加濕的方式而不同。蒸氣加濕時熱水分比即為加濕蒸氣的焓（h_v）值，因此應用2－15圖左上方的熱水分比標示即可求出熱水分比一定的方向，而與此線平行並通過狀態點⑥劃線，所劃的線與通過

暖氣模式時送風空氣的狀態點

將在圖2－15由顯熱負荷與潛熱負荷求出的顯熱比一定的線通過狀態點①，並 在此線上由$q_S \fallingdotseq 1.2V_o(t_5-t_1)/3600$求出送風空氣溫度$t_5 \fallingdotseq t_6$的狀態點，狀態點⑤(≒⑥)即為暖氣模式時空氣的狀態點。通常其風量V_0都視為與冷氣模式時的風量相等。

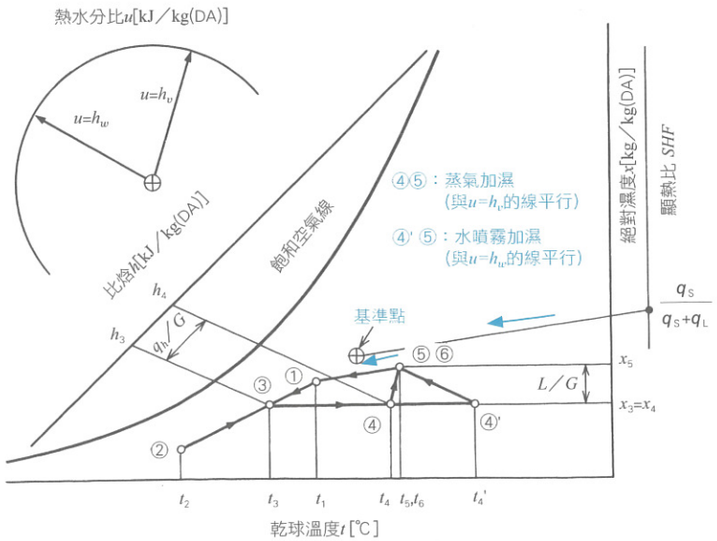


圖2－15　暖氣運轉時空氣的狀態變化

加熱盤管出風的空氣狀態點

應用圖2－15依加濕方式將與噴霧水或蒸氣的焓相等的熱水分比線通過狀態點⑤，並將此直線與通過狀態點③的絕對濕度的直線相交，此交點④或④'即為加熱盤管出風的空氣狀態點。

狀態點③之絕對濕度的直線相交，即為加熱盤管出口的空氣狀態點④。而應用水噴霧加濕時，則熱水分比即為噴霧水的焓（h_w）值，因此加熱盤管出口的空氣狀態點為④'。

(4)加熱盤管加熱的加熱熱量q_h[kW]與加濕量L[kg／h]，如採用蒸氣加濕方式時，則其公式各為2－23與2－24式所示。

$$q_h=1.21V_o(t_4-t_3)/3600 \qquad (2-23式)$$

$$L=\frac{V_o}{0.83}(x_5-x_4) \qquad (2-24式)$$

又q_h也可以利用焓值，又2－25式求出，即

$$q_h=\frac{V_o}{0.83}(h_4-h_3)/3600 \qquad (2-25式)$$

加濕量與加熱盤管的加熱量

加濕量可由2－24式求出，加熱量則可由2－23式、或2－25式求出。

2－3　濕空氣相關的各種現象

2-3-1　結露

含有水蒸氣的濕空氣與低溫的物體表面接觸時，物體表面的溫度若低於環境之露點溫度，則空氣中的水蒸氣即會凝結而形成水滴，並附著在物體的表面上，這種現象即稱為結露。結露在日常生活中是常發生的現象，在許多場合常可看到此現象。例如夏天清晨的朝露，還有夏季為了要清涼，冷藏的啤酒瓶拿出時在瓶外表面凝結的水滴也是結露的現象。朝露及凝結在啤酒瓶外的露讓人有清涼的感覺，但與建築物有關的結露，則不論是由保健衛生方面或就建築物的耐用性而言，都會造成極大的問題。建築物的結露又可分為在窗戶表面產生的表面結露及在建築物牆壁內產生的內部結露二種。窗戶面產生的表面結露，在冬季使用暖氣機時是常有的經驗，這種現象是由於在室內的人體、廚房、浴室及暖器等產生的水蒸氣使室內空氣的濕度變高，而當接觸到冷冽的窗戶，表面的溫度低至露點溫度以下時即會產生。這也是造成建築物發霉的原因，因此如發現到窗戶的表面有一層類似霧氣附著時，即有趕緊進行換氣的必要。而內部結露則是牆壁內部或隔板滲入了室內的高濕度空氣，因與冷冽的壁面接觸被冷卻而結成露，這也是造成木質牆壁內部的木材、斷熱材或地板腐蝕的原因。而為了防範內部結露，有效的方法是在室內側設置防濕層及在小屋內設置換氣口等。

空調機的**冷卻盤管**吸收空氣的顯熱，同時使高濕度的空氣在盤管上結成露進行除濕的裝置。冷卻盤管一般都是採用有複數列盤管的熱交換器，其冰水與空氣的流向則是採用對流的方式。假設冷卻盤管的列數為四列，且由上端起定為第一列、第二列・・・・、而各列盤管的平均表面溫度各為t_{p1}、t_{p2}、t_{p3}、t_{p4}時，由於冰水與空氣是對流的方式，因此$t_{p1}>t_{p2}>t_{p3}>t_{p4}$，其空氣的狀態變化則可近似的用**圖2－16**表示。亦即第一列繞管的出口空氣的狀態點②是空氣與第一列盤管充分的接觸而被冷卻除濕，可視為是溫度是t_{p1}的飽和空氣與冷卻盤管入口空氣①原空氣的混合空氣。至於狀態點②會在狀態點①P_1直線上的何位置，則依冷卻盤管的設計而定。而用同樣的方式也可以定出第二列、第三列、第四列盤管的空氣狀態點③、④、⑤。因此由狀態點①到狀態點⑤的狀態變化一般都是曲線，但由於此應用上較麻煩，因此通常都採用近似的求法，亦即採用**設備露點溫度**t_p、並取狀態點①與P點連接成的

結露

結露是空氣與在露點溫度以下的物體表面接觸時被冷卻，因而使空氣中的水蒸氣凝結所產生。

▶ 建築物容易結露的地方

容易受外氣冷卻的單層玻璃窗，其內側的表面最容易結露。另外建築物外壁的接角處，由於與外氣接觸的面積大，因此也容易結露。如在此區域放置物品時，不要與壁面緊貼置放。若要防止建築物內部結露，換氣就極為重要。

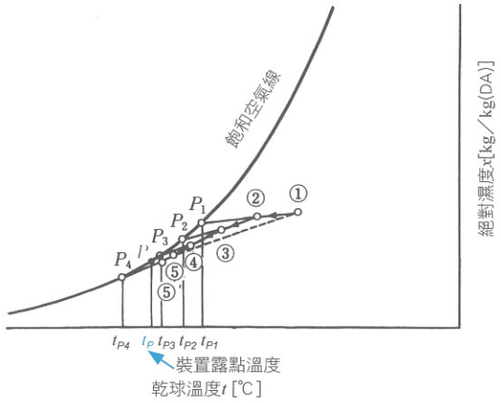


圖2－16　濕空氣流經冷卻盤管的狀態變化

直線上的點⑤'定為冷卻盤管出口空氣的狀態點。此近似的用法在2-1-3節也有論述過，而要正確的求出t_p的值並不容易，因此實用上都取冷卻盤管的入口水溫與出口空氣的濕球溫度的平均值。

漫談結露

夏季暢飲啤酒最佳的溫度是6～7℃，而假設要在乾球溫度30℃、相對濕度65%的室內喝啤酒時，則該室內的露點（結露）溫度約為22.8℃。在此溫度時，由啤酒瓶或啤酒杯滴下的結露的露水會弄濕桌面是理所當然的事情。

再說，冬季使用開放式暖爐時，在窗戶上常會結著垂垂欲滴的露水，用過的人大致都有此經驗。使用此種6～8坪規格的開放式暖爐時，每小時大約會產生２杯玻璃杯的露水，這是由於室內濕度升高的原因。假設開始使用時的室溫為22℃、相對濕度為50%，則露點溫度約在11℃，但高度2.6m、約８坪大的房間，則每小時約會產生300克（300g／h）的水分，因此一小時之後空氣的絕對濕度約會增加0.0073kg／kg(DA)，所以露點溫度會上升至20.8℃。如此在窗戶上當然容易結露，而為防止結露，當窗戶開始蒙著一層霧時，則應將窗戶打開約２～３分鐘，進行換氣（讓空氣循環）。

2-3-2　結霜

濕空氣接觸到表面溫度０℃以下的物體時，凝結在物體表面的水分會形成如冰一般的結晶，此即是霜。當然此現象只有在空氣中的水蒸氣分壓，較物體表面溫度的飽和蒸氣氣壓大時才會發生。生活上常可看到的結霜，例如冬季時一片雪白的霜、露天停車時車窗前附著的霜、家用冰箱冷凍庫內結成的霜等。冬季結霜的景象或車前窗附著的霜，是由於輻射冷卻使地表或車窗表面被冷卻到冰點以下，空氣中的水蒸氣因而凝結在其表面，而形成如冰一般的結晶。此種現象，在冬季晴朗而寒冷的夜晚最容易發生。而冰箱冷凍庫內的結霜，則是由於隨著冷凍庫的開開關關，滲入到冷凍庫內的空氣與溫度在冰點以下的冷凍庫內壁或蒸發器（Evaporator）表面接觸所產生的。因此冰箱的設計都有設置電熱除霜裝置等，會自動定期加熱除霜。但近期也有應用結霜感知器，只有在檢知到有結霜時才會進行除霜，這也是省能源的應用實例。還有在較寒冷的地區，有使用空氣作為熱源的熱泵（Heat pump），則會發生蒸發器結霜的問題，故宜注意。

結霜

當空氣與溫度在冰點以下的物體的表面接觸時，空氣中的水分會凝結，此凝結的水分會形成冰一般的結晶，此即是霜。冷凍庫為防止庫內結霜，都有設置電熱裝置，定期加熱以進行除霜。

茶園裏設置的大型風扇是防止結霜用

在茶園裏常設置高約10m的大型風扇，這是為防止茶樹的新芽結霜用的。茶樹長新芽的季節約在３月下旬左右，此季節夜晚通常都是晴朗寒冷，因此由於輻射冷卻茶樹會受凍而使茶葉表面溫度降至冰點以下，因而結霜。像這樣的夜晚，上端空氣的溫度會較地表附近的空氣高，因此為防止茶葉結霜，都會採用防結霜風扇將上端的暖空氣傳送到茶葉葉面，以防止新芽結霜。而防霜風扇的溫度感知器設定的溫度則約在３～５℃左右，至於地表反溫層發生的原因，則主要是因為地表的輻射冷卻所致。

2－4　舒適氣溫的環境

室內環境舒適性的感覺常依人的心理狀態而異，會受到空間結構、色彩、色系、聲音、燈光、溫度、與空氣品質等許多心理性與生理性因素的影響。此處將舉與人體熱平衡有關的溫適環境因子為例，論述在一般心理狀態下在辦公室內等處工作的人，究竟會對怎樣的溫感環境感到舒適（**溫感指標：溫感標準**），將就各項溫感指標如何應用在空氣線圖上及其讓人覺得舒適的範圍加以說明。

2-4-1　新有效溫度

新有效溫度（New Effective Temperature：ET*）是以人體熱平衡公式為基準的溫感指標（標準），此指標除了考慮室溫、濕度、氣流速度、輻射的影響之外，也考慮到衣服的斷熱性**clo**（1clo=0.155m^2・K／W）及人體因活動所產生熱量的影響。人體可以分為身體與皮膚二部位，而各部位其非常態熱平衡的基本公式則如2－26式與2－27所示。

$$S_{cr}=M-W-(C_{res}+E_{res})-Q_{cr,sk} \qquad (2-26式)$$

$$S_{sk}=Q_{cr,sk}-(C+R+E_{sk}) \qquad (2-27式)$$

此處

S_{cr}：身體部位的蓄熱量

M：代謝率

W：身體動作所產生的功

C_{res}：因呼吸產生的顯熱損失

E_{res}：因呼吸產生的潛熱損失

$Q_{cr,sk}$：由身體傳到皮膚的熱量

S_{sk}：皮膚的蓄熱量

C：人體的表面對外部環境的熱對流損失

新有效溫度

新有效溫度之定義為在實際的氣溫環境下，要使皮膚的濡濕率與皮膚表面的全散熱量達到相等時、在相對濕度50%時的室內溫度。讓人有舒適感的新有效溫度的範圍則依人體的活動量與clo值而異。

R：人體的表面對外部環境的熱輻射損失

E_{sk}：因流汗及無感蒸發的熱損失

身體部位的蓄熱量S_{cr}與皮膚部位的蓄熱量S_{sk}，身體部位溫度t_{cr}與皮膚部位溫度t_{sk}，可用2－28式與2－29式表示。

▶ **無感蒸發**
人體即使在沒有流汗的狀態下，水分也會經由皮膚表面蒸發，此種水分的蒸發即稱為無感蒸發。

$$S_{cr}=(1-\alpha)\,mc_{p\cdot b}\,(dt_{cr}/d\tau)/A_D \qquad (2-28式)$$

$$S_{sk}=\alpha\,mc_{p\cdot b}\,(dt_{sk}/d\tau)/A_D \qquad (2-29式)$$

式中

α：皮膚部位占整體身體質量（重量）的比率

m：身體的總質量

$c_{p\cdot b}$：身體的比熱

τ：時間

A_D則是裸體的表面積[m^2]，可視為是身體質量m[kg]與身高l[m]的函數而由下式求出。

$$A_D=0.202m^{0.425}l^{0.725} \qquad (2-30式)$$

具有調節體溫的功能而與熱平衡有關聯的出汗量、因動作產生的熱量與流經皮膚部位的血液流量也可視為是身體部位溫度t_{cr}與皮膚溫度t_{sk}的函數。而2－26式與2－27式的各項值則可視為是室溫、濕度、平均輻射溫度、風速、活動量、clo值等的函數，只要具體的定出這些變數的值，應用反覆演算法解該熱平衡，即可求出由身體部位、皮膚部位及人體表面所散發出的總散熱量。新有效溫度的定義是在相對濕度為50%、其實際溫感環境下皮膚的濡濕率與皮膚表面散發的總散熱量平衡（相等）時的室內溫度。坐在座椅上穿衣量的斷熱性為0.6clo，0.1m／s以下的氣流、室溫與平均輻射溫度相等的室內環境狀態下，夏季的舒適溫度範圍則為ET*=22.8～26.0℃、冬季則為ET*=20.0～22.9℃範圍內。而此舒適溫度的區域則如**圖2－17**所示，此圖的橫軸是表示作用溫度，所謂**作用溫度**t_{op}是室溫t、平均輻射溫度t_{MR}與**熱對流傳導率**h_c、**熱輻射傳導率**h_r的加權（加重）平均值，

$$t_{OP}=\frac{h_c t+h_r t_{MR}}{h_c+h_r} \qquad (2-31式)$$

當$t=t_{MR}$時，則t_{OP}即等於室溫，因此此時圖2－17的橫軸亦可視為是室溫。而作用溫度其值愈大則等ET*線的範圍愈廣，相對的溫熱感也愈容易受到濕度的影響。由圖可知，例如在ET*=20℃時相對濕度如降低10%，則氣溫就有降低約0.15℃的成效，而相對於ET*=26℃時，氣溫就有降低0.3℃的效果。另外觀察等濕球溫度曲線（取近似值可視為是等焓曲線）與等ET*曲線的關係，則可知在濕球溫度保持一定的狀態下，即使是絕對濕度或相對濕度增加，ET*也會降低，其溫熱感是朝向涼爽的一端變化。例如在空氣中利用25℃左右常溫的水噴霧使其蒸發散熱，則此濕空氣的熱水分比為u=104.7kJ／kg(=25kcal／kg)，其空氣狀態變化的趨向幾乎是沿著濕球溫度保持一定的曲線方向，且朝向絕對濕度增加的方向變化，亦即溫感環境會朝向涼爽的趨勢變化。冷風風扇即是應用此原理，另外夏季的傍晚在庭院灑水，頓時會有涼爽的感覺，這除了具有緩和地面散發的輻射熱，也是應用上述原理。

圖2－18是圖2－17的特殊狀態，是在平均輻射溫度等於室溫時空氣線圖上所顯示的舒適範圍。而夏季冷氣運轉時的舒適範圍是在ABCD區域內，如述求節約能源，則必需選擇此範圍內最省能源的設定條件。而此區域A、B、C、D各狀態點的

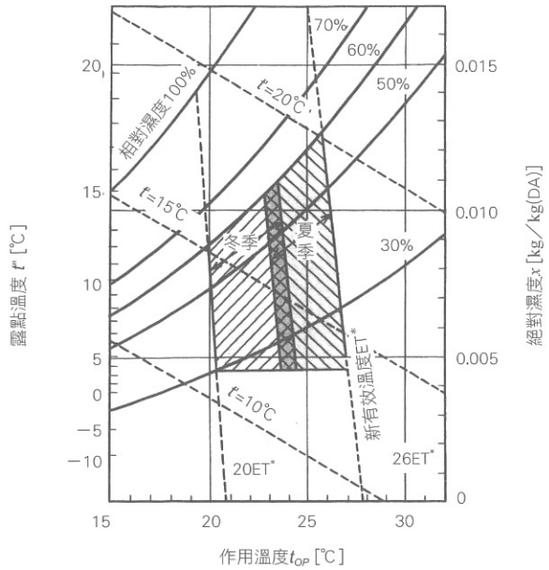


圖2－17　室內溫度舒適的範圍與ET*的關係（非勞動作業時）

（取材自空調設備規劃與設計實務、空氣調和・衛生工學會編）

比焓則各為58、39、50、35kJ／kg(DA)，因此如要降低外氣負荷，則選擇A狀態點最佳，但外壁的貫流熱負荷則是室溫愈高其值愈小，因此此時最佳的狀態點會在AB線上，但要正確的求出此狀態點則需計算其熱負荷等。而實際在辦公室內因重視舒適性，也有將狀態點設定在E點、室溫25℃、相對濕度50%的應用實例，但由節約能源的觀點視之，則由圖可知此點並非最佳的狀態點。與此相較的設定在室溫26℃、相對濕度50%的狀態將更能節約能源，而此狀態每引入1kg（DA）的外氣，則**外氣負荷**約可降低2.5kJ。同樣的在外氣負荷方面A狀態點也較E狀態點節省7.5kJ／kg(DA)的負荷熱量，而這些都可使壁面貫流熱負荷降低。

新有效溫度是極佳的溫感指標，但其最佳的舒適範圍則依人體活動量或clo值而異，因此為了排除此限制乃有新的溫感指標被提出，以下將論述此新的溫感指標，亦即新有效溫度（Standard New Effective Temperature：SET*）。

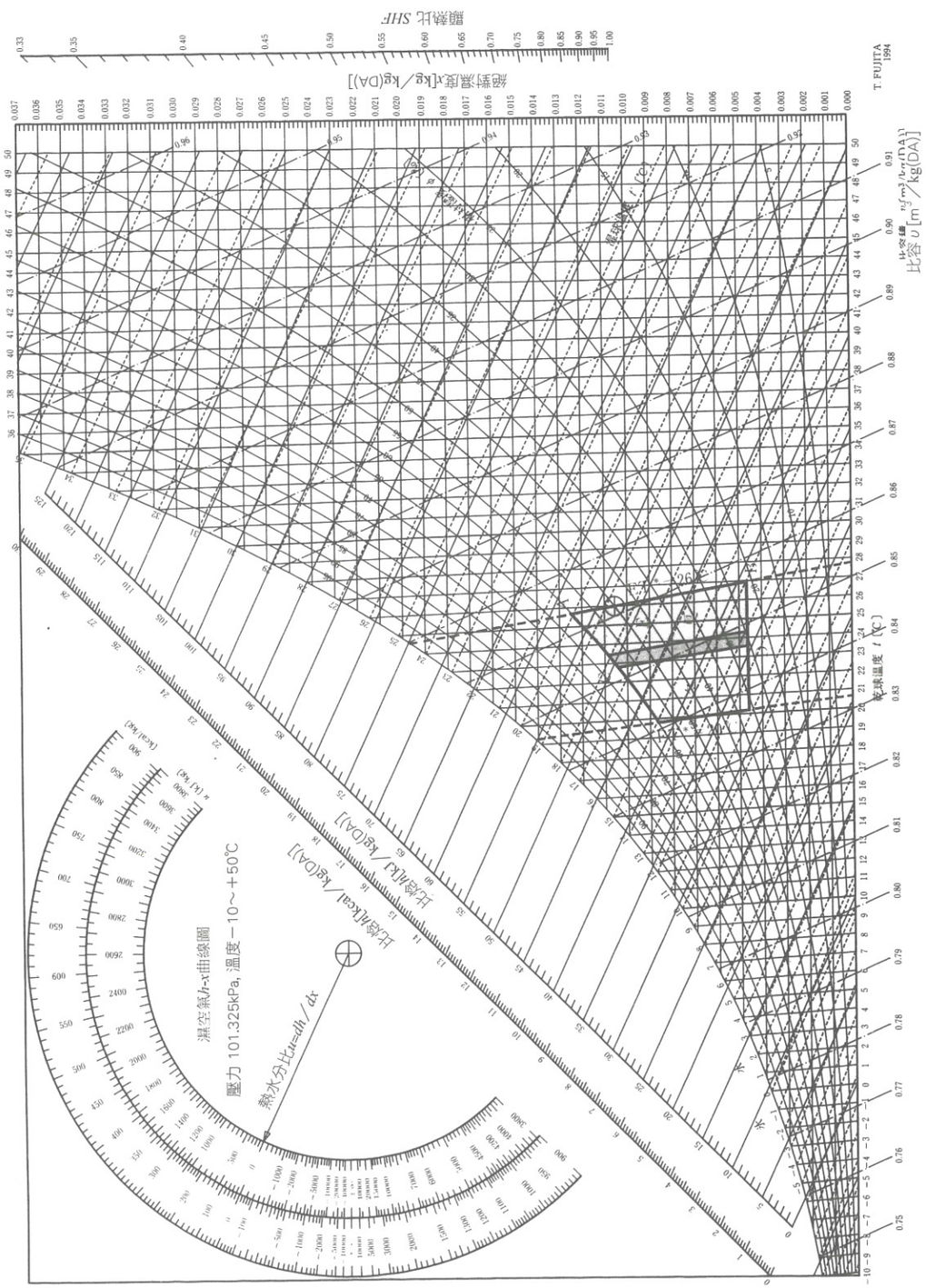


圖2－18　空氣線圖上室內舒適室溫的範圍（室溫與平均輻射溫度相等時）

平均輻射溫度及其實用性求法

平均輻射溫度的定義是實際在屋內的人體散發熱量及四周牆壁熱輻射量相等之假想黑色室內牆壁面溫度。求此平均輻射溫度的方法有二種，即應用黑球溫度，以及採用人體前、後、左、右、上、下六方位的面輻射溫度加權平均的求法。

(一) 應用黑球溫度的求法

可應用下式（Bedford公式）求出

$$t_{MR}=t_g+2.37\sqrt{v}\,(t_g-t)$$

式中

t_{MR}：平均輻射溫度　[℃]

t_g：黑球溫度　[℃]

t：室溫　[℃]

v：風速　[m／s]

(二)應用六方位面輻射溫度加權平均的求法

設前、後、左、右、上、下各面的面輻射溫度各為t_F、t_B、t_L、t_R、t_U、t_D [℃]時，則對坐在座椅上的人體的平均輻射溫度可由下式求出。

$$t_{MR}=\{(0.18(t_U+t_D)+0.22(t_R+t_L)+0.30(t_F+t_B)\}\ /\ \{2(0.18+0.22+0.30)\}$$

而對站立的人體的面輻射溫度則可由下式求出。

$$t_{MR}=\{(0.08(t_U+t_D)+0.23(t_R+t_L)+0.35(t_F+t_B)\}\ /\ \{2(0.08+0.23+0.35)\}$$

要測各方向的面輻射溫度時，可使用市售的輻射量測計，近期這類市售品中也有感測部只有約20mm左右大小的型式，使用上極方便。

表示代謝量（能量消耗量）的單位[met]與表示衣服斷熱性的單位[clo]

人在座位上靜坐時，對溫度感覺舒適的能量代謝量（消耗量）為基準，與在某動作（作業）狀態時的能量代謝量（消耗量）之比即稱為[met]。

$$1\ \text{met}=58.1\text{W}/\text{m}^2\ [=50\text{kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h})]$$

[clo]是表示衣服的隔熱性（斷熱性）的單位，在室內氣溫21℃、相對濕度50%、氣流流速5 cm／s以下時，某人活動的能量代謝量（消耗量）為1 met時，其平均皮膚溫度為33.3℃、感覺舒適的狀態所穿的衣服的斷熱性定義為1 clo。如將此斷熱能力用熱阻抗值表示，則如下式所示。

$$1\text{clo}=0.155(\text{m}^2\cdot℃)/\text{W}$$

新標準有效溫度

實際氣溫環境下的平均皮膚溫度、皮膚濡濕率、及皮膚表面的總散熱量等值之假想標準狀態下之乾球溫度來定義。應用此溫度指標，則可對實際複雜氣溫環境下之冷熱感，可用共通的尺度來評價。

2-4-2 新標準有效溫度

新標準有效溫度（SET*）定義為實際溫感環境下的平均皮膚溫度、皮膚的濡濕率與皮膚表面的總散熱量相等之假想某標準狀態的乾球溫度。而此標準狀態則乾球溫度與平均輻射溫度相等、相對濕度為50%、風速在0.15m／s以下穩定氣流狀態時的氣溫。當採用新標準有效溫度時，則在實際複雜的溫感環境下，冷溫感可用同一標準評價，此溫熱環境的相互比較將可行。在標準狀態時的clo可以用PMV=0、SET*=24℃時的met值（1 met=58.1W／m^2）與clo值的關係式表示，而80%以上的人感覺舒適的SET*範圍則在22.2～25.6℃之間。

PMV

PMV是用人體的常態熱平衡與溫熱感或舒適感有關的實驗數據作基準所導出的溫熱指標。當PMV = 0時，感覺舒適的人所占的比率最高。在進行室內環境氣溫設計時，應注意空調房間的整體區域其PMV值應設定在±0.5的範圍內。

2-4-3 PMV

相較於新有效溫度是將人體分為身體與皮膚二個部位考量非常態的熱平衡，PMV（Predicted Mean Vote）則是考量人體整體常態的熱平衡，其基礎的熱平衡公式則如下式所示。

$$M-W-E_d-E_{sw}-E_{res}-C_{res}=K=R+C \qquad (2-32式)$$

式中

E_d：皮膚的無感蒸發熱量 [W／m^2]

E_{sw}：由於流汗由皮膚釋出的潛熱損失 [W／m^2]

K：穿著衣物時由皮膚表面傳到人體表面的熱量 [W／m^2]

但此公式只是單純的人體熱平衡公式，滿足此公式未必表示即達到舒適的指標。依據Fanger教授由實驗被測驗者所獲得的數據為基準，指出要達到舒適的條件屬於生理變數的平均皮膚溫度t_{sk}與因流汗蒸發的散熱量E_{sw}必需滿足下列各式的必要。

$$t_{sk}=35.7-0.0275(M-W) \qquad (2-33式)$$

$$E_{sw}=0.42(M-W-58.1) \qquad (2-34式)$$

在2－32式中除了M與W之外，為室溫t[℃]、水蒸氣分壓p_a[kPa]、風速v[m／s]、平均輻射溫度t_{mrt}[℃]、clo值I_{cl}[clo]、平均皮膚溫度t_{sk} [℃]等的函數，因此由此式再應用2－33式與2－34式，將平均皮膚溫度t_{sk}與因流汗蒸發的散熱量E_{sw}消去，即可得出舒適方程式，即2－35式的函數式。

$$f=(M-W，I_{cl}，t，t_{mrt}，p_a，v)=0 \qquad (2-35式)$$

能滿足此式的t，t_{mrt}，p_a，v的組合即可達到舒適的感覺，因此要創造舒適的氣溫條件是依此四項而定。

而溫熱感覺與PMV的對照如**表2－1**所示，還有PMV與舒適方程式的關係則如下將論述。

表2－1 PMV與溫熱感覺對照表

PMV	－3	－2	－1	0	1	2	3
溫熱感覺	寒冷 (cold)	涼 (cool)	微涼 (slightly cool)	適中 (neutral)	微暖 (slightly warm)	暖和 (warm)	熱 (hot)

在不符合舒適條件的氣溫環境時，舒適方程式（2－35式）的右項不等於0，而是某值Q_L[W／m^2]。Fanger將此值稱為對人體的熱負荷，此值愈大則被認為不舒適感會愈增加，而由大量取樣的測試結果為基準，所導出的Q_L與PMV的關係則如2－36式所示。

$$PMV=\{0.303\exp(-0.036M)+0.028\}\ Q_L \qquad (2-36式)$$

如要更具體的表示此Q_L值，PMV的公式可改寫成2－37式，由2－37式即可導出PMV值。

$$\begin{aligned}PMV=&\{0.303\exp(-0.036M)+0.028\}[(M-W)\\&-3.05\{5.73-0.007(M-W)-p_w\}\\&-0.42\{(M-W)-58.1\}\\&-0.0173M(5.87-p_w)\\&-0.0014M(34-t)\\&-3.96\times10^{-8}f_{cl}\{(t_{cl}+273)^4\\&-(t_{mrt}+273)^4\}\\&-f_{cl}h_c(t_{cl}-t)]\end{aligned} \qquad (2-37式)$$

而式中的f_{cl}則是穿著衣服時的身體表面積與裸體（未穿衣物）表面積的比，可由下式求出。

$$f_{cl}=1.0+0.2\,I_{cl} \qquad I_{cl}<0.5\text{clo}$$

$$f_{cl}=1.05+0.1\,I_{cl} \qquad I_{cl}>0.5\text{clo} \qquad (2-38式)$$

又衣服的表面溫度t_{cl} [℃]則可由2－39式求出。

$$\begin{aligned}t_{cl}=&35.7-0.028(M-W)\\&-0.155I_{cl}[3.96\times10^{-8}f_{cl}\{(t_{cl}+273)^4-(t_{mrt}+273)^4\}\\&+f_{cl}h_c(t_{cl}-t)]\end{aligned} \qquad (2-39式)$$

另外**熱對流傳導率**h_c [W／m^2・℃]則採用2－40式與2－41式中較大值者。

$$h_c=2.38(t_{cl}-t)^{0.25} \qquad (2-40式)$$

$$h_c=12.1\sqrt{v} \qquad (2-41式)$$

如將覺得滿意（舒適）的氣溫環境範圍定為「微涼」、「適中」、「微暖」三種狀態，則覺得不滿意（不舒適）的人的比率**PPD**（Predicted Percent of Dissatisfied）可用2－42式表示。

$$PPD=100-95\exp[-(0.03353PMV^4+0.2179\,PMV^2)] \qquad (2-42式)$$

PPD在PMV=0時約為5%、PMV=±0.5時則約為10%、PMV=±1時約為27%、PMV=±2時則約為80%，因此需注意在設計氣溫環境狀態時，要空調房間全區域的PMV值應設定在±0.5的範圍內。

圖2－19所示是空氣線圖上的PMV等值曲線，此曲線的計算條件則如圖中所示。在此條件狀態時，則由圖可知，若相對濕度降低10%，則在PMV=0時氣溫約可降低0.25℃。又舒適條件如果設定為－0.5＜PMV＜0.5、且相對濕度的下限值依大樓管理法（日本）定在40%、上限值依經驗定在60%時，則2－19圖所示的斜線部分即為室內環境的設定目標範圍。室內環境如果能控制在此範圍內，則將較傳統的控制方式（例如控制保持在室溫26℃、相對濕度50%的狀態點）控制的範圍更廣，且如設定在最省能源的條件狀態則在運轉上將可以更節約能源。

▶ PMV測定的高度

如果只測定一點時，PMV測定的高度對坐在座椅上的人體約是由地板向上0.6m，對站立的人體則約由地板向上1.0m。而如果是測定三點，則Fanger的建議是坐在座椅上時由地板向上各0.2、0.6、1.0處，站立時則由地板向上各0.3、1.0、1.7m的高度求其各高度的PMV值，之後再取其平均值。

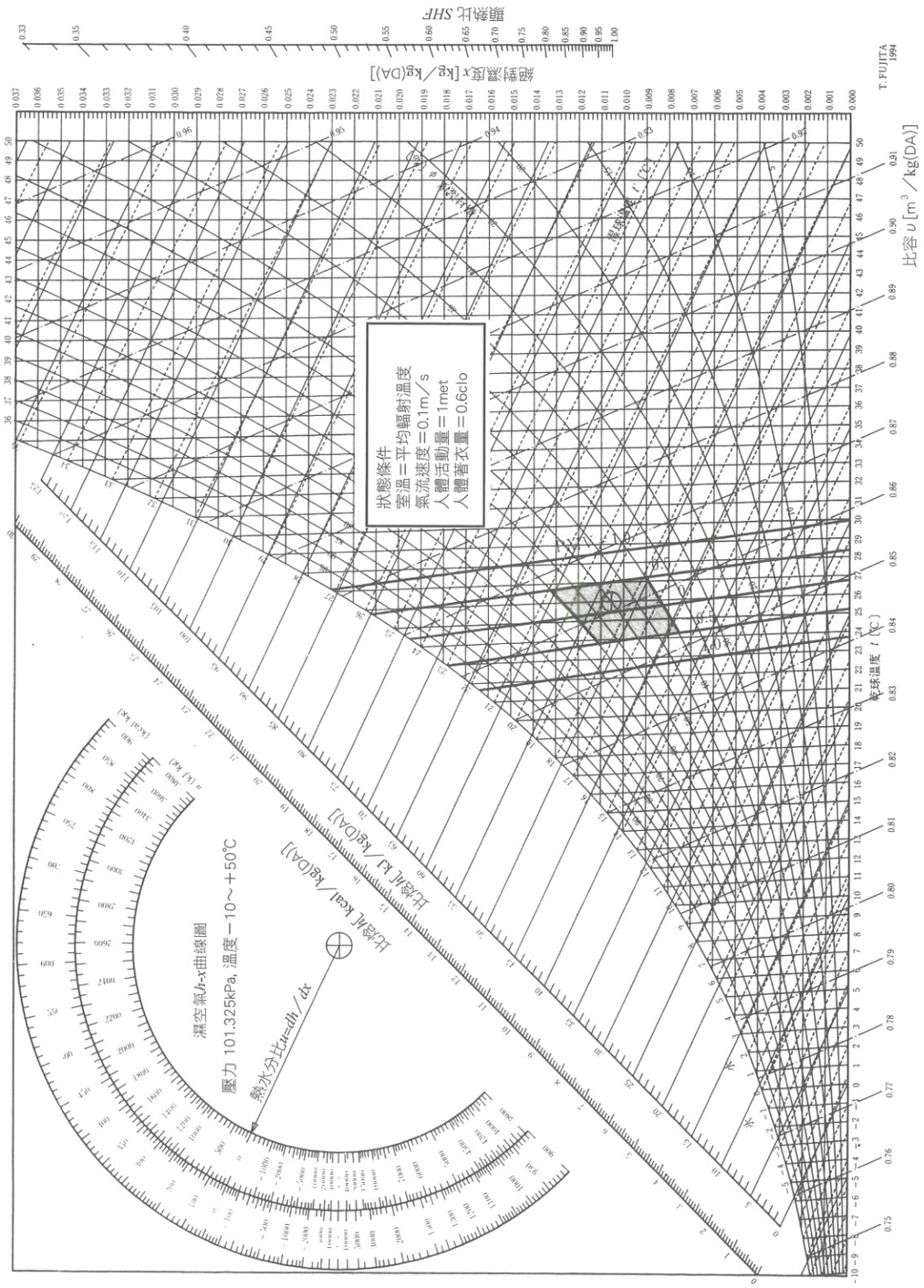


圖2－19 空氣線圖上的PMV等值曲線

PMV值可以由氣溫、濕度、風速、平均輻射溫度、穿衣量（clo值）、與人體活動量應用2－37式計算求出，也可以用計測器量測出，而此類計測器已有市售品推出。

有效溫度與不舒適指數

溫感指標除了新有效溫度、新標準有效溫度、PMV之外，另外還有有效溫度、不舒適指數、作用溫度、濕球黑球溫度（WBGT）等多種用法。而此處將就對空調的發展有諸多貢獻的有效溫度、及在天氣預報等常應用到的不舒適指數論述。

有效溫度（Effective Temperature：ET）是Hougtton、與Yaglou於1923年發表的溫感指標，其評估依據不是採用人體的熱平衡公式，而是依據被測者對冷熱感的感覺作成，是在穿衣量與活動量一定的條件下，總合評估氣溫、濕球溫度、氣流三項溫感因素的影響。此指標的定義是某乾球溫度、濕球溫度及氣流流速條件下與空氣流速為零相對濕度為100%之熱感覺相同之溫度。有效溫度過去常被應用，但因為人體穿衣量與活動量的數值並非固定，由於欠缺泛用性及在低溫區域濕度的影響過大與高溫區域濕度的影響太小等因素，因此當新有效溫度發表之後即鮮少被應用。

不舒適指數（Discomfort Index：DI）則是將有效溫度的一部分用數值表示者，氣溫t[℃]與例如濕球溫度t'[℃]的函數，則可由下式求出。

$$DI=0.72(t+t')+40.6$$

在空氣線圖上劃出的不舒適指數的等值曲線則如次頁的圖所示，不舒適指數是用於表示夏季室外大氣悶熱的程度，當DI=72時會有2%的人感覺不舒適、DI=75時會有9%的人感覺不舒適、DI=77時會有65%的人感覺不舒適、DI=85時則會有93%的人感覺不舒適。

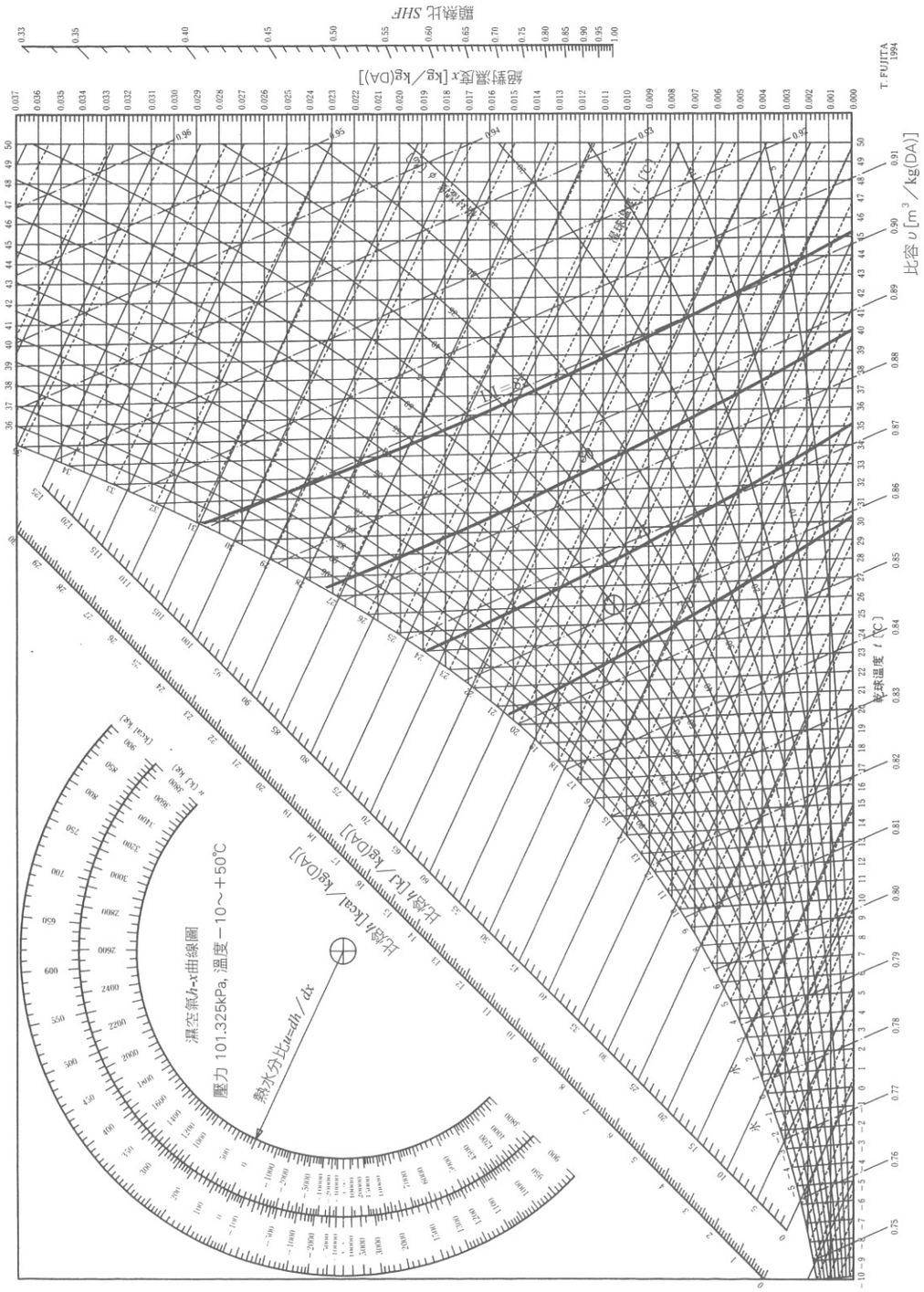


圖2－20

參考文獻

1) 井上宇市：空気調和ハンドブック(1982)，p. 26，丸善
2) 空気調和・衛生工学会編：空気調和設備の実務の知識(1989)，p. 17，オーム社
3) 井上宇市：空気調和ハンドブック(1982)，p. 199，丸善
4) 井上宇市：空気調和ハンドブック(1982)，p. 203，丸善
5) 山田治男：冷凍および空気調和(1985)，p. 282，養賢堂
6) 井上宇市：空気調和ハンドブック(1982)，p. 31，丸善
7) 空気調和・衛生工学会編：空気調和設備の実務の知識(1989)，p. 18，オーム社
8) 山田雅士：建築の結露(1988)，pp. 79～239，井上書院
9) 空気調和・衛生工学会編：空気調和設備の実務の知識(1989)，p. 16，オーム社
10) ASHRAE：1989 Fundamentals Handbook (1989)，p. 8. 2
11) D. DuBois and E. F. DuBois：A fomula to estimate approximate surface area, if height and weight are known, Archives of Internal Medicine 17 (1916)，pp. 863～871
12) ASHRAE：1989 Fundamentals Handbook (1989)，pp. 8. 12～8. 13
13) A. P. Gagge, et al.：A Standard Predictive Index of Human Response to the Thermal Environment, ASHRAE Transaction, No. 1 (1986)，pp. 709～731
14) P. O. Fanger：Thermal Comfort (1970)，McGraw-Hill
15) ASHRAE：ASHRAE Fundamentals Handbook (1997)，p. 8. 17
16) 空気調和・衛生工学会編：空気調和設備計画設計の実務の知識(1995)，p. 43，オーム社

第3章
空調設備與空氣線圖

空調機的功能是冷卻與除濕、加熱與加濕及淨化空氣與導入外界新鮮的空氣，之後再將這些經過調節的空氣送出。為了要滿足這些要項，就與設備的能力（容量）有極大的關連。設計與選定最合適的裝置是設計上重要的要項，利用空氣線圖，只要知道空氣的二項狀態值，即可求出其他相關的各項數值。而此數值的二點間即可檢討空氣的冷卻、加濕與混合等的各種變化，因此空氣線圖的應用以節省能源為首要，是設計空調設備不可或缺的工具，對設備的設計與選用也很方便。

3－1 空氣冷卻器與空氣加熱器（水－空氣式熱交換器）

▶ **冷卻與加熱**
冷卻與加熱不僅對人創造出舒適的空間環境、電腦設備環境，對精密機械製造產業也扮演重要的角色。盤管即為其心臟部份。

在空調機的功能中，特別重要的為空氣冷卻器與空氣加熱器。空氣冷卻器與空氣加熱器需要用到大量的能量（能源），在空氣線圖中所顯現的熱的傳導量也極大。空氣冷卻器，具有降低空氣溫度的冷卻作用及隨著冷卻作用將空氣中的水蒸氣凝結除濕的功能。故一般皆組合在空調機內來使用。

3-1-1 冷卻盤管與加熱盤管

冷卻盤管
冷卻盤管具有冷卻與除濕的功能，同時也有併用型可兼作加熱盤管之用。

空氣冷卻器與空氣加熱器通常兼用之情形較多，熱媒溫度較空氣低時，作為冷卻器用，熱媒溫度較空氣高時則作為加熱器用。又，在空調設備中如果冷卻盤管或加熱盤管的熱媒使用水時，則常通稱為**冰水盤管**或**熱水盤管**。

冷卻用的熱媒通常都採用水、冷媒、鹵水、冰砂水（液態）或井水等；加熱用的熱媒通常都採用熱水、冷媒、高溫熱水、蒸氣等。**圖3－1**所示即為具代表性的鰭片盤管。

▶ **鹵水**
原意是食塩水的意思，但在空調的領域則是指0℃以下不會凍結的液態熱媒。常用者有乙二醇及丙二醇等水溶液。

▶ **鰭片的形狀**
鰭片一般為薄板形式，有平板型、波浪型、長條型與百葉型等多種形狀。

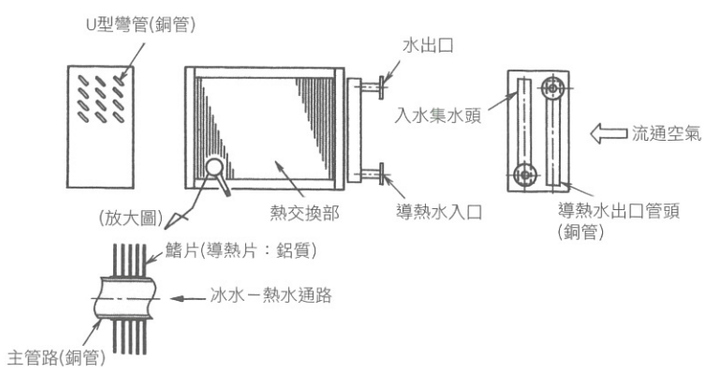


圖3－1 冷卻・加熱盤管

3-1-2 盤管的選用

▶ **盤管的材質**
盤管一般都採用傳熱佳又耐腐蝕的銅管，而鰭片的形狀則採用鋁質材料，除此之外也有依熱源的水質而採用銅合金或不銹鋼材質的。

盤管依熱媒的種類，及冷卻空氣的特性而有許多種類，也有為提高熱交換效率而加入各種巧思的設計。盤管通常是依負荷計算之結果來設計、選用。在設計時雖然需要應用到熱力學（熱工學）的數據，但一般在選用時為了方便，通常都是利用廠商產品目錄所提供的資料。而近期也常採用電腦計算軟體計算，盤管的選用是利用通過盤管的風速定出盤管的正表面積與所需的盤管列數。而盤管的選用程序則舉實例如**圖3－2**所示。

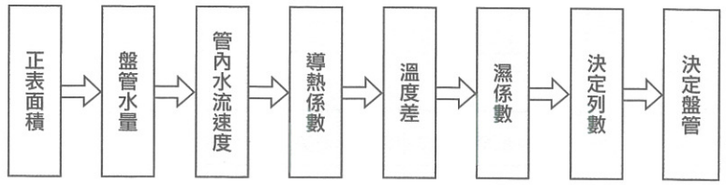


圖3－2 盤管選定的程序

設計條件

總冷卻熱量q：120kW
風量Q：15000（m^3／h）（外氣量4500 m^3／h、回風量10500 m^3／h）
外氣（OA）：乾球溫度34.0℃(DB)、相對濕度60%(RH)
回風（RA）：乾球溫度26.0℃(DB)、相對濕度50%(RH)
入口（盤管入口）水溫t_{w1}：7℃
出口（盤管出口）水溫t_{w2}：12℃
盤管風速（吹過盤管的風速）U_f：：2.6m／s以下
盤管有效長度Le：2000mm

▶ **盤管風速**
盤管風速又稱為盤管表面風速，是以流過盤管的風量除以盤管正表面積所得之值。

(1) **盤管正表面積**A_f [m^2]

設 U_f =2.5m／s

則 $A_f = Q/(3600U_f)$

$=15000/(3600\times2.5)\fallingdotseq1.67\ m^2$

(2)求盤管水流流量G[l／min]

$G=60q/\{4.186(t_{w2}-t_{w1})\}$

$=60\times120/\{4.186\times(12-7)\}=344\ l/min$

(3)求盤管管內水流速：

由每支管的水流量除以管的斷面積求出，設盤管集水頭的配置管數為22支，則每支管的水流量為344／22≒15.63 l／min =$0.2605\times10^{-3}m^3$／s。而設管的內徑為15mmϕ，則管的斷面積為

▶ K_f值
導熱係數K_f值，以盤管的正表面積作為基準之外，也有以鰭片的全面積作為基準的方式。

$$\pi r^2=\pi\times7.5^2=176.6\text{mm}^2=176.6\times10^{-6}\ \text{m}^2$$

故管內的水流速度為

$$0.2605\times10^{-3}/(176.6\times10^{-6})\fallingdotseq1.48\text{m/s}$$

(4)求**導熱係數**K_f[W／（m^2・℃・Row）]：導熱係數是表示盤管性能最重要的數值，由鰭片的形狀、材質與流經盤管的水流速度、風速等決定。通常是以每一列（Row）盤管、每1m^{2}空氣通過的面積及水與空氣每1℃溫度差的傳熱量表示。**圖3－3**所示即為導熱係數的實例。

假設水流速度為1.48m／s、盤管正表面積的風速為2.5m／s時，則由**圖3－3**可求出K_f=850 W／（m^2・℃・Row）。

盤管的能力
同一盤管，也會因溫度、風速等狀態的不同，其能力也會隨著變化。

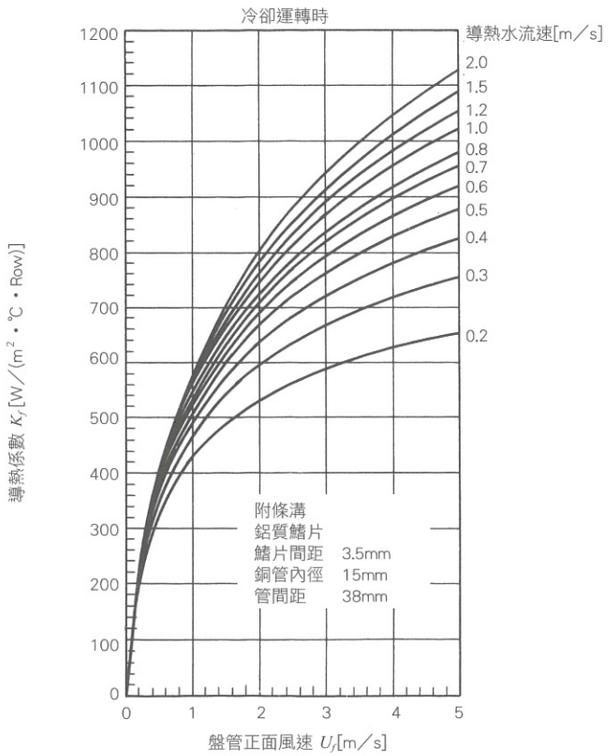


圖3－3　導熱係數（熱傳係數）實例（取材自廠商目錄）

▶ **水速與風速**
在洗澡時將熱水攪拌的話會感覺會比靜止狀態時熱，這是由於水流動的傳熱效率較靜止狀態更高的因素。涼風與寒風其風速也與傳熱有關。

(5)求**對數平均溫度差**$\triangle t_{lm}$[℃]：是利用繪製如**圖3－4**所示的空氣線圖，以求出流過盤管的入口空氣溫度（t_{a1}[℃]）、與出口空氣溫度（t_{a2}[℃]）。

外氣與回氣混合的混合空氣溫度t_{a1}也可以應用此空氣線圖依比例求出，即

$$t_{a1}=\{(\text{OA溫度}\times\text{OA風量})+(\text{RA溫度}\times\text{RA風量})\}/(\text{OA量}+\text{RA風量})$$
$$=\{(34\times4500)+(26\times10500)\}/(4500+10500)=28.4℃$$

空氣的混合
混合的狀態點是由風量比決定，可由計算或應用空氣線圖求出。

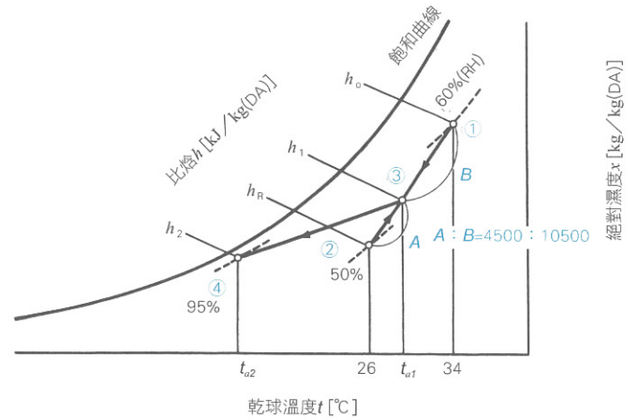


圖3－4　盤管入口與出口的空氣溫度

t_{a2}也有採用由盤管旁通係數（Coil bypass factor）計算的方式，如同在除濕冷卻時的出口空氣特性所論述的，一般冷卻盤管的出口空氣都設定在相對濕度95%的狀態曲線上變化，因此可以應用下式求出出口空氣的焓（h_2[kJ／kg(DA)]）值，再與相對濕度95%曲線的交點求出t_{a2}。

$$h_2=h_1-3600q/(\rho Q) \qquad (3-1式)$$

此處，h_1=入口空氣的焓[kJ／kg(DA)]

ρ=空氣的密度（標準狀態1.2kg／m^3）

因此可得h_2=62.6－(3600×120)／(1.2×15000)=38.6 kJ／kg(DA)

出口空氣溫度t_{a2}則可由空氣線圖求出為t_{a2}=14.3℃因此可得

$$\Delta t_{lm}=(\Delta_1-\Delta_2)/\ln(\Delta_1/\Delta_2) \qquad (3-2式)$$
$$\Delta_1=t_{a1}-t_{w2} \qquad \Delta_2=t_{a2}-t_{w1}$$
$$=\{(28.4-12)-(14.3-7)\}/2.30\log_{10}\{(28.4-12)/(14.3-7)\}$$
$$=11.25℃$$

▶ **平行流方式時**
Δt_{lm}為
$\Delta_1=t_{a1}-t_{w1}$
$\Delta_2=t_{a2}-t_{w2}$
Δt_{lm}較對流方式的效率差。

(6)求**濕係數**WSF

濕係數是結露露水的熱傳導效率的修正值，當SHF在1～0.4範圍時，濕係數可由下式經驗公式求出。

$$\text{WSF}=1.04\times SHF^2-2.63\times SHF+2.59 \qquad (3-3式)$$

而式中SHF為盤管的顯熱比（顯熱／全熱）

$$SHF=(t_{a1}-t_{a2})/(h_1-h_2) \qquad (3-4式)$$
$$=(28.4-14.3)/(62.6-38.6)\fallingdotseq0.59$$

因此WSF=1.04×0.59^2－2.63×0.59＋2.59≒1.40

WSF
WSF是產生水滴凝結時修正K_f值的修正值，因此不產生冷凝水的加熱盤管其K_f值=1

(7)求**盤管列數**Row

$$\text{Row}=(1000q)/(K_f\Delta t_{lm}A_f\text{WSF}) \qquad (3-5式)$$
$$=(1000\times120)/(850\times11.25\times1.67\times1.4)\fallingdotseq5.36\text{列}$$

依計算再留10%的餘裕則可得Row =5.36×1.1=5.89→定為6列

而**圖3－5**所示的即為決定盤管的外觀及溫度的狀態。

盤管的性能
求盤管列數的計算公式Row=(1000q)／（K_f・Δt_{lm}・A_f WSF）。盤管性能由K_f・Δt_{lm}・A_f・WSF決定。

▶ **併用型盤管的列數**
兼具冷卻與加熱用的盤管，應同時計算冷卻與加熱所需的盤管數，再選用其較大者。

盤管列數的餘裕

為了防止因盤管管內壁或鰭片污垢引起的盤管效率降低，通常都將計算出的盤管列數再多加5～20%的裕度。

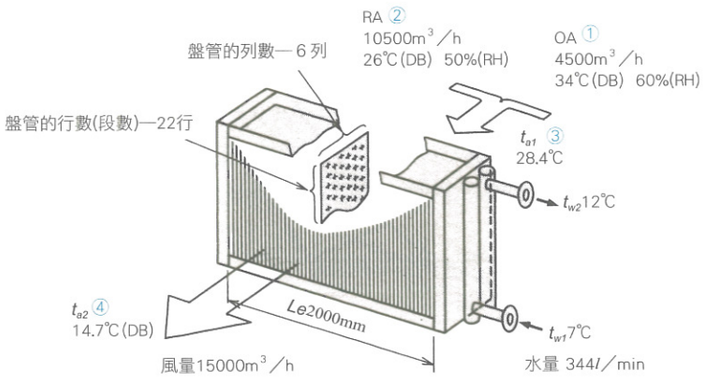


圖3－5　定出的盤管外觀與溫度的狀態

水－空氣式熱交換器的鰭片

當將水保有的熱經由管路間接性的傳導到空氣時，由水傳導到管路（水管）的熱傳導值較由管路（水管）傳導到空氣的熱傳導值高出數十倍，這是由於經由空氣的熱傳導效率較低的因素。而鰭片即是為了彌補空氣的熱傳導率低，增加導熱面積使其能達到水的導熱量而設置的。

鰭片的性能則依鰭片材質、形狀、管的配列及尺寸而定，鰭片在水－空氣式熱交換器具有極重要的功能。

例如機車的空冷（空氣冷卻）式引擎，其外表鰭片狀的厚板即是散熱（導熱）的應用實例。

3-1-3　除濕冷卻運轉時出風空氣特性

出風空氣溫度

冷卻除濕功能的盤管，一般依其空氣特性採用相對濕度為95%。

空調機採用一般常用的盤管、冷卻的條件為[盤管列數：6～12列、風速：2～3m／s、盤管內冰水流速：0.5～2m／s、盤管的入口冰水水溫：5～9℃、盤管的入口空氣溫度：25～35℃（DB）、20～30℃（WB）]時，則其冷卻運轉時空氣的狀態變化如**圖3－6**所示。開始冷卻時僅有顯熱變化（即使水溫較露點溫度低，鰭片還在潮濕狀態，初期開始冷卻空氣時由於除濕並不明顯，因此空氣線圖上並不會顯示出除濕的變化），而當相對濕度達到70～80%時，則慢慢的會變為除濕冷卻，且大致會沿著空氣線圖上相對濕度95%的曲線變化。且其變化是由狀態點①經由狀態點②向狀態點③的曲線變化，而不是同時引起冷卻與除濕由狀態點①到狀態點③直線的變化，因此隨除濕而變化的出口空氣溫度是沿著此曲線變化。但因使用直線連接，其變化量也不會有很大的差異，且用直線在圖形的繪製上也較容易，因此在應用上常用直線表示。而在本章將出風空氣的狀態點定為在相對濕度為95%且入口與出口的狀態變化是在可容許的範圍內時，也將用直線表示。

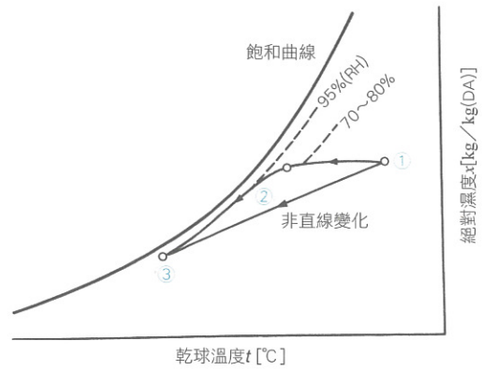


圖3－6　盤管出口空氣的空氣特性

3-1-4　冷卻盤管的容量控制

盤管通常都設計成能處理最大負荷的容量，但一般的冷暖氣機是整年都在使用，故在低負荷的使用時間遠較最大負荷的使用時間長。因此為了要保持室內能在最適當的溫度及節約能源，必需做冷暖氣機的容量控制，而盤管容量控制的方式則有如下數種。

▶三通閥與二通閥

當負荷降低時，三通閥會使流通盤管的水量以旁通方式減少流量，二通閥則以縮小開口之方式減少水流量。二通閥因改變水流量，減低送水所需的動力而達到節約能源的效果。

如下列表3－1、表3－2、表3－3與表3－4所示的是具代表性的盤管容量控制與各相關條件的變化，這些表所列的數值並非一般值，但卻可以作為判斷要如何控制（要採用何種控制方式）的參考。

計算的基準值則如下所示，並依水量、水溫、與風量做變化。

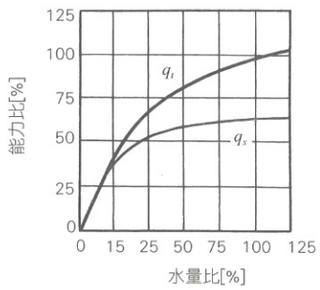
盤管入口空氣溫度：28℃(DB)・21℃(WB)	
盤管入口水溫：7℃	盤管水溫溫差：5℃
盤管風速：2.8m／s	管內水流速：1.0m／s
盤管列數：6列	銅管內徑：15φ、鋁質鰭片3.5P

表3－1　水量變化方式全熱、顯熱與出口空氣溫度的關係（參考值）
（以水量100%時、全熱（總熱量：全熱=顯熱+潛熱）100%為基準）

(a)

水量比[%]	全熱q_t	顯熱q_s	潛熱q_L	$q_s／q_t$	$q_L／q_t$	出口空氣溫度[℃]
125	106	66	40	0.62	0.38	14.2
100	100	65	35	0.65	0.35	14.7
75	93	62	31	0.67	0.33	15.2
50	82	58	24	0.71	0.29	16.2
25	67	53	14	0.79	0.21	18.0
15	40	40	0	1.0	0	19.7

(b)



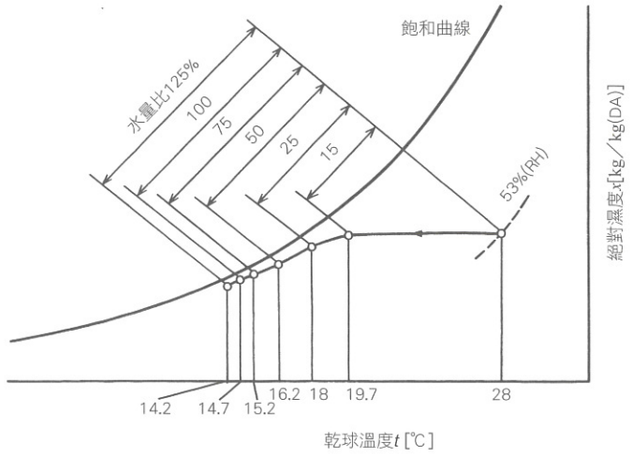


圖3－7　水量變化方式盤管出口空氣的狀態點

濕度上升

冷氣在局部負荷時，除濕能力會降低，而使濕度會上升。

(1)水量變化方式

水量變化的方式是利用二通閥或三通閥控制流經盤管的水量，而此種控制方式，盤管能力隨水量變化，如**表3－1(a)**、**(b)**所示，其出口空氣的狀態點則如**圖3－7**所示。水量變化的控制方式是隨溫度的變化控制水量其特性也佳，因此是最常被採用。

(2)水溫變化方式

表3－2(a)、**(b)**所示為水溫變化方式與盤管能力變化的關係。冷氣運轉時，將流經盤管冰水的水溫提高，降低對數平均溫度差使盤管的冷卻能力降低。通常冷氣運轉時的冰水水溫都控制在5℃～15℃範圍內，而改變水溫的方式也與改變水量的方式相同，隨著水溫的上升其除濕能力也會降低，例如水溫在15℃時，則盤管將只有顯熱處理的作用，而無法進行除濕處理。

(3) 風量變化方式（**VAV方式**）

表3－3(a)、**(b)**所示為流經盤管的水溫與水量保持一定的狀態，只有風量變化時盤管能力變化的實例。此時盤管的出口溫度會隨著流經盤管風量的降低而下降，潛熱處理的比重會隨著升高，而冷卻能力則會因為風量的減小而降低。還有此種方式由於送風溫度會下降，因此在冷氣吹出口容易結霜。故通常採用如**表3－4(a)**、**(b)**，在風量降低時，為保持溫度一定，同時控制水量。應用此種控制方式即可利用風量的的變化獲得適當的冷卻能力，且在部分負荷時，濕度的上升是因為顯熱比的降低所致。

▶ **VAV方式**
(Variable Air Volume)
可變風量方式（VAV方式）是隨負荷的變化改變送風量的系統，其主要的目的是節省驅動風扇的電力。因降低風量會減少換氣量，故風量不得低至最低換氣量。

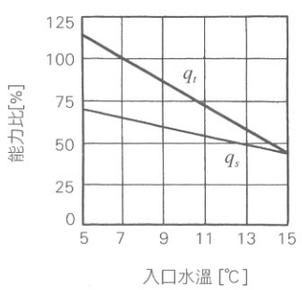
▶ **VAV機組**
此機組是利用熱感知器的信號控制風量，具有能調節靜壓變動的定風量功能。在無人的房間可將風量降至0 的全關式機型也廣被採用。

表3－2　水溫變化方式全熱、顯熱與出口空氣溫度的關係(參考值)
(以水溫7℃時、全熱(總熱量)100%為基準)

(a)

入口水溫[℃]	全熱q_t	顯熱q_s	潛熱q_L	q_s/q_t	q_L/q_t	出口空氣溫度[℃]
5	114	70	44	0.61	0.39	13.6
7	100	65	35	0.65	0.35	14.7
9	87	60	27	0.69	0.31	15.7
11	73	55	18	0.75	0.25	16.7
13	58	50	8	0.86	0.14	17.8
15	45	45	0	1.0	0	18.7

(b)



▶ **風力過大是造成除濕不足的原因**
冷卻盤管的處理熱量是由風量 x 溫度差的值決定，因此如果風量過大，則溫度差將會變小，除濕能力即會下降。

表3－3　風量變化方式全熱、顯熱與出口空氣溫度的關係（參考值）
（以風速100%時、全熱（總熱量）100%為基準）

(a)

風量比[%]	全熱q_t	顯熱q_s	潛熱q_L	q_s/q_t	q_L/q_t	出口空氣溫度[℃]
125	109	75	34	0.69	0.31	15.7
100	100	65	35	0.65	0.35	14.7
75	88	54	34	0.61	0.39	13.3
50	69	40	29	0.58	0.42	11.5
25	40	22	18	0.56	0.44	9.3

(b)

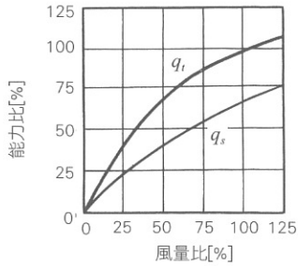
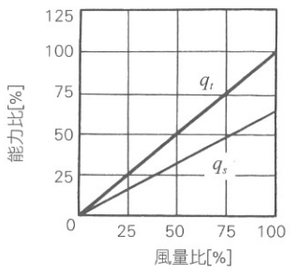


表3－4　風量與水量變化併用方式全熱、顯熱與出口空氣溫度的關係（參考值）
（以風速100%時、全熱（總熱量）100%為基準）

(a)

風量比[%]	全熱q_t	顯熱q_s	潛熱q_L	q_s/q_t	q_L/q_t	出口空氣溫度[℃]
100	100	65	35	0.65	0.35	14.7
75	75	49	26	0.65	0.35	14.7
50	50	33	17	0.65	0.35	14.7
25	25	16	9	0.65	0.35	14.7

(b)



3-1-5　再加熱的原因

水量控制方式在部分負荷時，由於隨著水量的減少，盤管的出口空氣溫度會升高、除濕量會減少，因此會產生**除濕不足**的現象（如**圖3－8**所示）。依據圖3－8在狀態點③－狀態點④間冷卻運轉而維持在室內狀態點②[26℃、50%(RH)]時，當外氣由狀態點①（34℃）變化為狀態點①'（29℃），且室內的潛熱負荷也降低時，水量控制即會動作使盤管出口溫度由狀態點④（15℃）上升至狀態點④'（20℃），以保持室內溫度在26℃。

此時由於除濕量會由$\triangle x$降至$\triangle x'$，因此狀態點②會反應此不足的除濕量而上升至狀態點②'位置。又由於在部分負荷時室內的潛熱負荷並沒有多大變化，因此一般SHF值都會降低。在此例中如SHF值保持在0.8不變時則由圖顯示其相對濕度為

最大負荷時	部分負荷時
外氣狀態點① 34℃	外氣狀態點①' 29℃
室內狀態點② 26℃	室內狀態點②' 26℃
盤管入口狀態點③ 29℃	盤管入口狀態點③' 27℃
盤管出口狀態點④ 15℃	盤管出口狀態點④' 20℃
SHF　0.8	

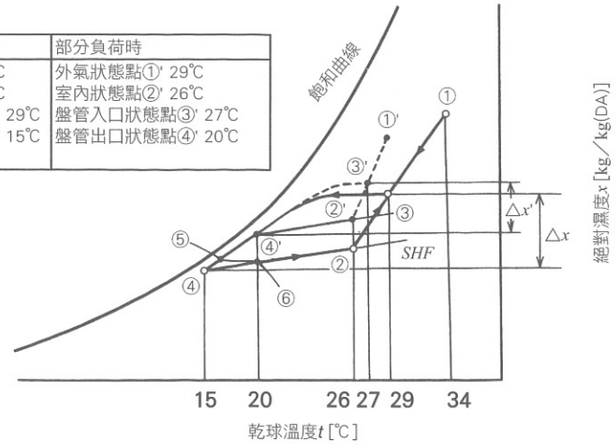


圖3－8　部分負荷時的濕度上升

67%，而*SHF*值在0.65時則其相對濕度為70%。再加熱的原因即是為了在**部分負荷**時能控制溫度與濕度，而將空氣狀態冷卻除濕到狀態點⑤的狀態，以獲得在*SHF*曲線上最佳的送風狀態點⑥。

3-1-6　盤管旁通控制

在圖3－8所示的部分負荷，為了達到送風溫度保持在20℃的要求，也有採用部分的空氣不讓其通過盤管，而直接與盤管出口的空氣混合之供氣的方式。在圖3－8中旁通空氣的旁通量定為(20－15)／(26－15)×100≒45%，則在狀態點②—④的直線上即可保持吹出溫度在20℃。此方法不僅只是應用在溫度的控制，也可以應用在部分負荷時控制濕度的上升，確保必需的除濕量。

3-1-7　加熱盤管的容量控制

加熱盤管的容量控制通常都採用與冷卻盤管相同的控制方式。而在空氣線圖上，其狀態的變化都是在絕對濕度一定的直線變化（如**圖3－9**所示）。

例題3－1

要處理外氣溫度為34℃、濕度為55%的預冷空調機，其送風溫度能使室內達到溫度26℃、濕度50%時，試劃出其狀態變化的空氣線圖、並列出以風量Q[m^3／h]表示的負荷熱量[kW]計算式（假設不考慮送風機的發熱量）。

解答

如**圖3－10**所示③是出風空氣的狀態點，由於狀態點①到狀態點③並不是直線變化，因此必需先由狀態點①到狀態點②進行冷卻，之後再進行狀態點②—③的再加熱動作。這些動作的熱量則為

冷卻量＝$(h_1-h_2)\rho Q/3600$　[kW]　(3－6式)

加熱量＝$(h_3-h_2)\rho Q/3600$　[kW]　(3－6式)

式中ρ則是空氣的密度，在實際的計算上通常都採用1.2kg／m^3。

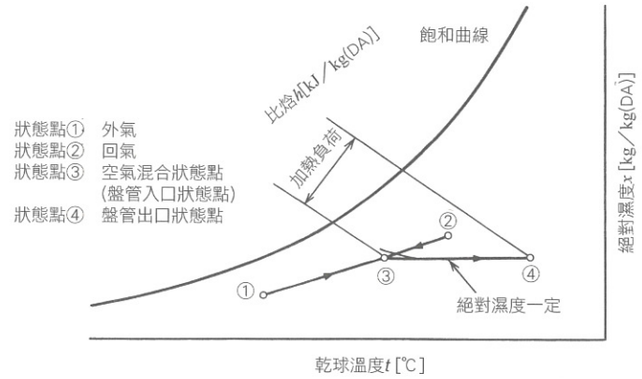


圖3－9　加熱盤管在空氣線圖上的狀態變化

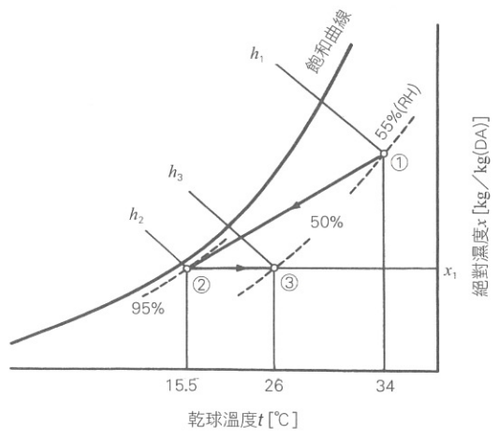


圖3－10

3－2　顯熱交換器與全熱交換器

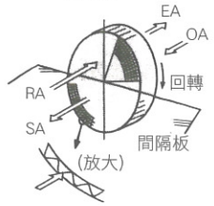
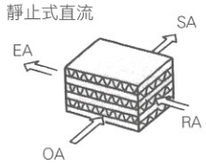
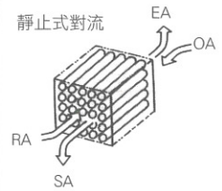
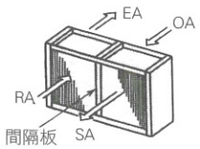
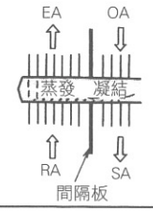
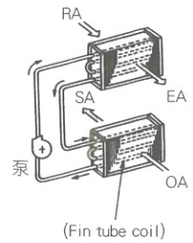
顯熱交換器與全熱交換器是有效應用排氣的熱量，節約能源為目的的空氣對空氣熱交換器，將排氣的熱量與外氣經由熱交換以降低外氣負荷的**熱回收**。**表3－5**所示即為市售的各類型全熱交換器與顯熱交換器。而這類型的熱交換器則包含有可同時回收顯熱與潛熱的全熱交換器，以及僅回收顯熱的顯熱交換器。

全熱交換器的潛熱回收是經由具有透濕性的導熱鰭片，由於會有少量的水分透過，所以空氣中也會帶有少量的水分。因此在不希望排氣含有有害氣體或菌類與臭

▶ **盤管組**
盤管對盤管的熱交換式，又稱為盤管組。

▶ **LOSCON (商品名)**
排氣完全不會混進來的盤管-盤管式，在低焓側之盤管側噴水霧，利用水滴之蒸發來降溫或加濕之特殊全熱交換器。

表3－5　顯熱交換器與全熱交換器

	回轉(轉軸)式	靜止式	熱管(Heat pipe)式	盤管－盤管式
型式	回轉型  	靜止式直流  靜止式對流  	熱管型   	盤管蓄熱型 
導熱鰭片(導熱介質)種類	1) 不燃性紙浸泡吸收劑 2) 鋁箔塗吸著劑 3) 其他 也有採用 陶瓷纖維 塑膠片 金屬	同左 導熱鰭片採用金屬片的顯熱交換器則主要用在高溫排氣的回收方面	管與鰭片(Fin)材質 銅 鋁 銅合金 鉄 不銹鋼　等 鰭片(Fin)：放射狀鰭片 板(片)狀鰭片	大致都與冷卻盤管相同 管：銅材質 鰭片：鋁材
效率	70～80% （風速2～3m／s） （風量比OA／EA=1）	60～70% （風速2～3m／s） （風量比OA／EA=1）	溫度效率（顯熱） 40～70% （風速2～3m／s） （風量比OA／EA=1）	溫度效率（顯熱） 40～60% （風速2～3m／s） （風量比OA／EA=1）
靜壓	100～200Pa	100～200Pa	100～300Pa	100～200Pa
主要應用	大樓空調用	1) 大樓空調用 2) 小型機種會與送風機組合成一體，作為局部區域的供、排氣應用	1) 用於產業界的高溫廢熱回收 2) 動物飼養屋	1) 動物飼養屋 2) 製藥工廠 3) RI系統
特點	1) 需要轉軸回轉的動力 2) 運用轉速的控制，可以進行非尖峰運轉期的溫度（室溫）控制 3) 具有自動清淨功能 4) 不適於小風量的系統	1) 不需要動力 2) 溫度控制採用旁通方式 3) 需配置通路（管路） 4) 全熱效率與顯熱效率多少有些差異 5) 適合小型的機種	1) 供、排氣不混合 2) 400℃以上的溫度也可以應用 3) 作為一般的空調應用，則冷暖氣的切換較不方便	1) 供、排氣絕對不會混合 2) 供氣與排氣的位置分開也可以使用

氣等混入（污染：contamination）到供氣的空調系統時，會放棄潛熱回收，使用顯熱交換器。

3-2-1　全熱交換器的效率

記號（符號）

OA：外氣（室外空氣）
SA：送風（對室內吹送的空氣）
RA：回風（室內空氣的回風）
EA：排氣（排出到室外的空氣）
Q　：風量　[m^3／h]
h　：比焓　[kJ／kg(DA)]
t　：乾球溫度　[℃]
x　：絕對濕度　[kg／kg(DA)]

η_h：全熱效率（焓效率）[%]
η_t：顯熱效率（溫度效率）[%]
η_x：潛熱效率（濕度效率）[%]
q_h：全熱回收量　[kW]
q_s：顯熱回收量　[kW]
q_x：潛熱回收量　[kW]
Δ_h：焓值差（焓增減量）[kJ／kg(DA)]
Δ_t：乾球溫度差　[℃]
Δ_x：絕對濕度差　[kg／kg(DA)]

ρ：空氣的密度（標準狀態時定為1.2kg／m^3）
c_P：空氣的定壓比熱　[1.006kJ／(kg・℃)、實用上定為1.0kJ／(kg・℃)]
h_s：水蒸氣的蒸發潛熱　[2501.6＋1.805t、標準狀態時為2540 kJ／kg(DA)]

▶ **經年累月的效率降低**

由於熱交換元件的積污或水分吸收劑的消耗、劣化等因素，熱交換器的效率會降低。

▶ **「建設省規格」的效率規定**

設備與材料、施工、測試等規格的標準化及提高品質為目的，所制定的規格。此規格所規定的效率進氣與排氣相同，風速在2.5m/s時的全熱效率應在70%以上。

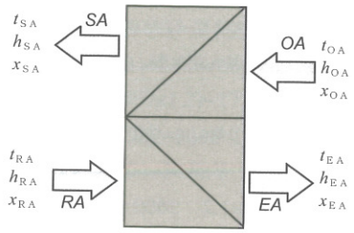


圖3－11　全熱交換器的空氣狀態

OA、SA、RA、EA的空氣狀態如圖3－11所示，而全熱交換器的效率則可用下列各式表示。

$$\eta_h=(h_{OA}-h_{SA})/(h_{OA}-h_{RA})\times 100 \quad (3-8式)$$

$$\eta_t=(t_{OA}-t_{SA})/(t_{OA}-t_{RA})\times 100 \quad (3-9式)$$

$$\eta_x=(x_{OA}-x_{SA})/(x_{OA}-x_{RA})\times 100 \quad (3-10式)$$

熱量計算公式

$Q_h=Q\Delta h\rho/3600$
$Q_s=Q\Delta tc_P\rho/3600$
$Q_L=Q\Delta xh_s\rho/3600$

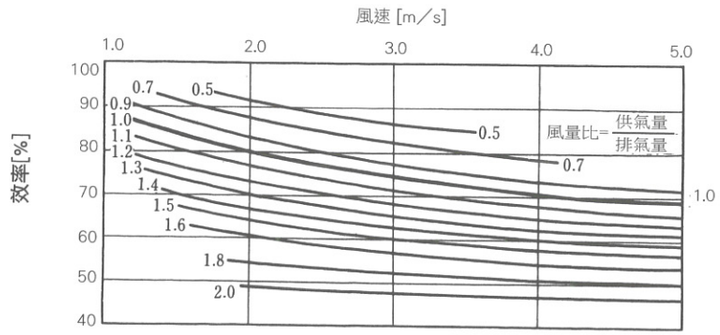


圖3－12　全熱交換器的效率（取材自M公司商品目錄）

全熱交換器的效率

全熱交換器的效率會因通過熱交換器的風速與風量比（＝排氣量／供氣量），會大幅變化。

回轉式全熱交換器在空氣線圖上的SA狀態點與EA狀態點，實用上是視為在OA與RA的曲線上，因此可視為是 $\eta_t=\eta_x=\eta_h$。而效率則會依OA與RA空氣量的比，以及通過全熱交換器的風速變化，而並非一定。**圖3－12**所示即為全熱交換器效率的一例，而熱回收量的求法則以下列例題解說。

例題3－2

設計條件

外氣風量21000 m^3／h	溫度34.0℃(DB)	27℃(WB)
排氣風量15000 m^3／h	溫度27.0℃(DB)	19℃(WB)

設採用回轉式全熱交換器依上述的條件、風速設計為3.2m／s時，求其顯熱、潛熱、全熱的熱回收量及排氣的溫度（應用圖3－12的效率圖）。

解答

由**圖3－13**所示的空氣線圖可求出h_1、h_2、x_1、x_2的值，其次求出風量比=21000／15000=1.4，再由圖3－12求出 η=62%。

而t_3、h_3、x_3則可由OA到RA點間的直線62：38的比例求出或可應用下列的計算求出。

t_3=34－(34－27)x0.62≒29.7

h_3=85－(85－54)x0.62≒65.8

x_3=0.0198－(0.0198－0.0106)x0.62≒0.0141

$q_h=Q\triangle h\rho$／3600　　(3－11式)

=15000x(85－65.8)x1.2／3600=96kW

$q_s=Q\triangle tc_p\rho$／3600　　(3－12式)

=15000x(34－29.7)x1.0x1.2／3600=21.5kW

$q_L=Q\triangle xh_s\rho$／3600　　(3－13式)

=15000x(0.0198－0.0141)x2540x1.2／3600≒72.4kW

又由全熱=顯熱＋潛熱，可求出96kW－21.5kW=74.5kW，此值與72.4kW的差異是來自空氣線圖之讀取及換算的誤差。

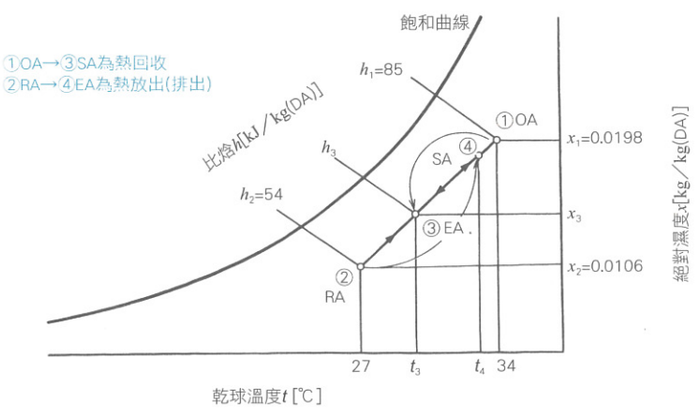


圖3－13

排氣溫度則是將風量比的二風量值顛倒，即15000／21000=0.714，而由圖3－12可求出效率為82%。因此排氣溫度為

排氣溫度t_4=27＋(34－27)x0.82≒32.7℃

例題3－3

求顯熱交換器的熱回收量與排氣側空氣的溫度。

條件

OA：－2℃(DB)	－4.5℃(WB)	8800m^3／h
RA：22℃(DB)	15.5℃(WB)	7500m^3／h
熱交換效率OA端為 η_1=55%、EA端為 η_2=65%		

解答

由**圖3－14**可求出熱回收量為

t_3=－2＋(22－(－2))x0.55=11.2℃

q_s=8800x(11.2－(－2))x1.2／3600=38.7kW

而EA端的空氣溫度則可求出為

t_4=22－(22－(－2))x0.65=6.4℃

7500x(22－6.4)x1.2／3600=39kW

但由於6.4℃是橫切過飽和曲線，在熱交換器原件處會結露，因此溫度無法降至6.4℃。假設此狀態是與冷卻盤管的冷卻除濕同樣是在相對濕度95%的曲線上變化，則由空氣線圖在h=43.5kJ／kg(DA)、t_4線與RA的絕對濕度線相交點的比焓h_1可求出

h_1=43.5－(3600x39)／(7500x1.2)=27.9kJ／kg(DA)

而在h_1線上與相對濕度95%線的交點，t_5=9.7℃即是排氣溫度。因此

(22－9.7)x7500x1.2／3600≒30.8kW

即可求出潛熱為

39－30.8=8.2kW

熱回收量=熱放出量

熱回收量的另一種求法，是可以利用熱回收量與熱放出量相等的方法，因此可以採用熱回收量為38.7kW。而39－38.7=0.3kW，此0.3kW的差則是換算的誤差。

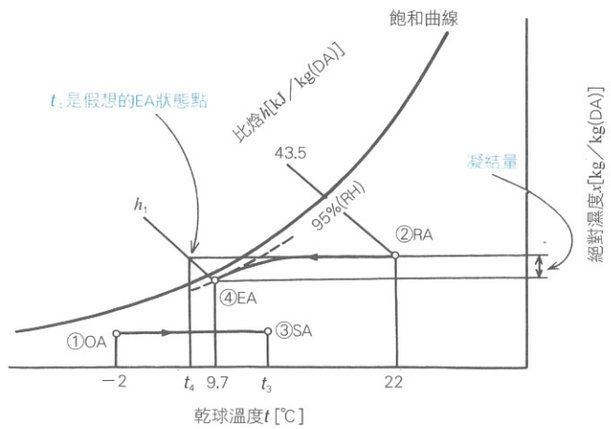


圖3－14

如上所述的顯熱交換器在高溫端常會結露，因此必需注意供氣與排氣二側並非只是做顯熱交換而已。

注意結露

當熱交換狀態與飽和曲線相切時，則與冷卻盤管相同也會結露。

3-2-2 全熱交換器的結露與結凍

如上述例題，當外氣的溫度低或溫水游泳池、浴室系統等排氣的濕度高時，則如**圖3－15**所示在空氣線圖上RA點與OA點的連線將會橫切過飽和曲線，而在切線與飽和曲線的交集處，即在熱交換器導熱原件的表面會產生結露的現象。此結露的露水會使吸收劑流失使熱交換器發生故障或降低效率。還有在0℃以下的溫度時，空氣中的水蒸氣也可能會凍結而導至導熱原件破損。故必要時應加熱至OA點，不與飽和曲線相切的狀態點為止。

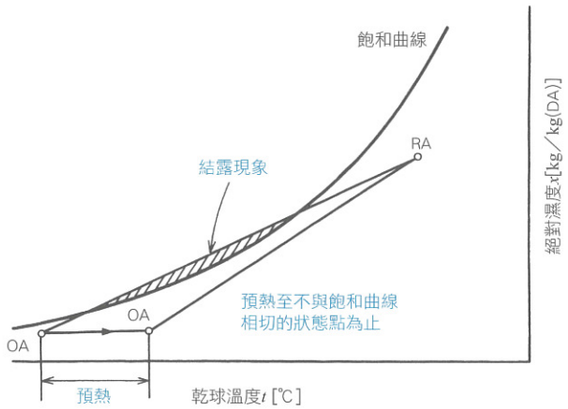


圖3－15 橫切過飽和曲線的空氣狀態

3-2-3 季節交換期的控制—外氣冷房運轉時

雖然在春季或秋季的交換期，導入較室內溫度低的外氣，作全外氣空調是極佳的應用方式。但由於此種方式是採用全熱交換器，這將會隨著外氣溫度的上升而使外氣冷房的效率降低。因此為了防止此狀況發生，則必需降低全熱交換器之轉速或採用開／停式的運轉方式或在熱交換導熱原件處設旁通通路等方式。全熱交換器原本的目的是為降低外氣負荷以達到節約能源的目的，因此在不進行熱回收的溫度區域，其因全熱交換器空氣阻抗所消耗的送風機動力將成為損失。因此評估比較全年的熱回收量與全年送風機動力的電量，以規劃出最佳的系統設計是極為重要的。

3－3 冷卻水塔

冷卻水塔（Cooling tower）是利用室外大量的空氣將冷凍機等所產生的熱水直接或間接冷卻的裝置，而其冷卻的方式則有應用水與空氣溫度差的熱傳導（顯熱）方式與利用水蒸發（潛熱）的方式。

3-3-1 冷卻水塔的種類

使用排風機之機械通風式為最常見的方式（如**圖3－16**所示），而較特殊的則有應用水噴霧誘導式的冷卻方式（**噴流式**：Ejector）（如圖3－16(c)所示）。此種方式是利用高壓之噴霧水，誘導空氣流入冷卻水塔，是不使用排風機的強制通風式冷卻

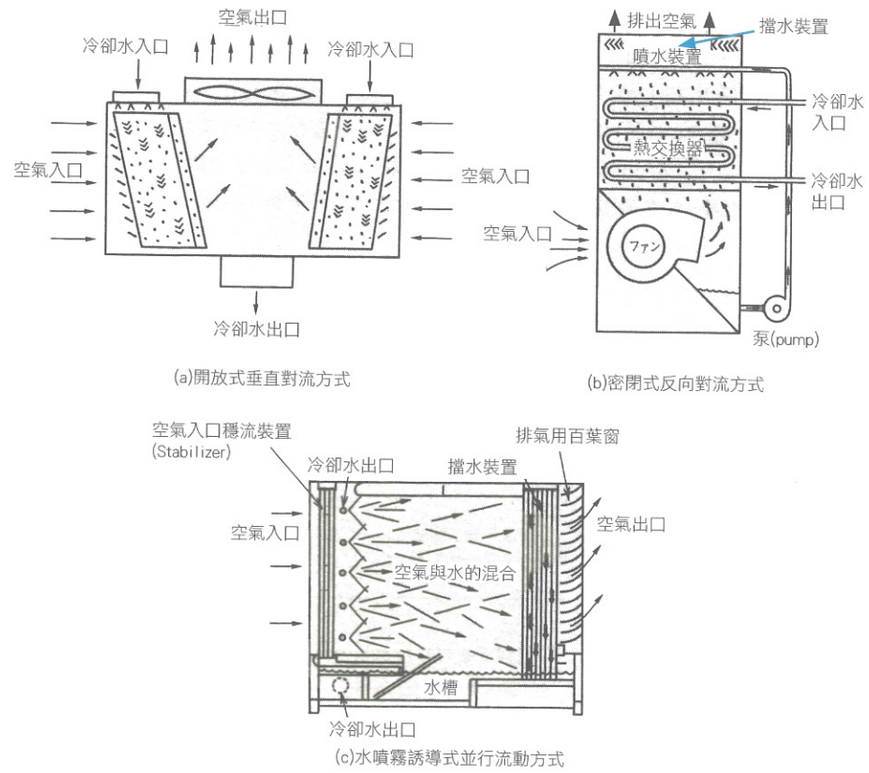


圖3－16 各種類型的冷卻水塔

水塔。

冷卻水塔可分類為①開放式（冷卻水直接與大氣接觸），此種冷卻方式冷卻效率高，為最常使用的方式（如圖3-16（a）所示）。②密閉式（只讓冷卻水在管內流通，並在管外噴水間接進行冷卻的方式），由於配管是採用封閉式的管路，因此水質不會受污染、也不會積存雜質等，系統的可靠性較佳（如圖3-16（b）所示）。

另外如依氣流的流動方向分類，則又可分類為水與空氣反向對流方式（Counter flow type）、水與空氣成垂直對流方式，以及水與空氣並行流動方式。

▶ 熱效率

熱效率依較高的順序排列，為對向流式、直交流式、並行流式。

▶ 範圍與接近

範圍＝(冷卻水入口溫度)－(冷卻水出口溫度)，通常為5～9℃。

接近＝(冷卻水出口溫度)－(空氣入口濕球溫度)，通常為5℃左右。

3-3-2 冷卻水塔在空氣線圖上的狀態變化

冷卻水塔在空氣線圖上的狀態變化論述如下。

符號

t_1、t_2：冷卻水塔入口、出口的乾球溫度 [℃]
t_1'、t_2'：冷卻水塔入口、出口的濕球溫度 [℃]
x_1、x_2：冷卻水塔入口、出口的絕對濕度 [kg／kg(DA)]
h_1、h_2：冷卻水塔入口、出口的比焓 [kJ／kg(DA)]

▶ 加熱水塔

加熱水塔是冷卻水塔的特殊用法，主要為熱泵吸收外氣的熱量(顯熱與潛熱)之用。

並非如冷卻水使水的溫度降低，而是提高水的溫度，因此稱為加熱水塔

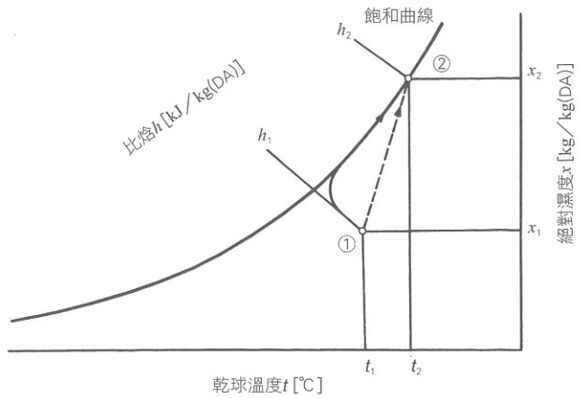


圖3－17 冷卻水塔的空氣狀態（$t_2>t_1$時）

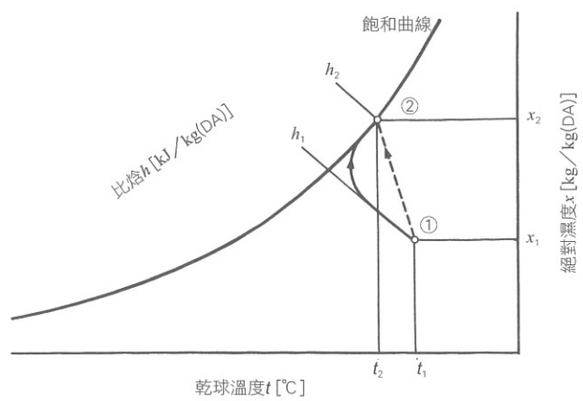


圖3－18 冷卻水塔的空氣狀態（$t_2<t_1$時）

在狀態點①，進入冷卻水塔的空氣會吸收水的熱量，而通常在出口則是呈狀態點②的飽和空氣狀態。此時熱的平衡為

$$Q(h_2-h_1)\rho/3600=\{Q(t_2-t_1)c_p\rho/3600\}+\{Q(x_2-x_1)h_s\rho/3600\} \quad (3-14式)$$

如**圖3－17**所示的狀態點①，當$t_2>t_1$時，水被冷卻是因顯熱的熱傳（水被冷卻）與潛熱的加濕（水被蒸發）。而**圖3－18**所示的狀態點①當$t_2<t_1$時，則空氣是在冷卻的狀態，潛熱水同時也會被冷卻。

例題3－4

冷卻能力1800kW的冷卻水塔，以下列設定的條件求其出口的空氣溫度與蒸發的水量。假設其出口空氣溫度是在飽和曲線上。

設定條件

外氣的濕球溫度：27℃	冷卻水塔風量：170000m^3／h
入口水溫：37℃	冷卻水量：5200 m^3／min

解答

應用**圖3－19**所示的空氣線圖，濕球溫度27℃狀態點的h_1= 85kJ／kg(DA)的出口空氣溫度是在飽和曲線上，因此

Δh=1800／(170000×1.1)（狀態點①與②的平均空氣密度[kg／m^3]）×3600≒34.6

而85＋34.6=119.6 kJ／kg(DA) →由空氣線圖此點在飽和曲線上的溫度為33.6℃，出口的空氣溫度t_2為33.6℃，因此可求出蒸發的水量Δx為

Δx =(1800×3600)／2540≒2551kg／h

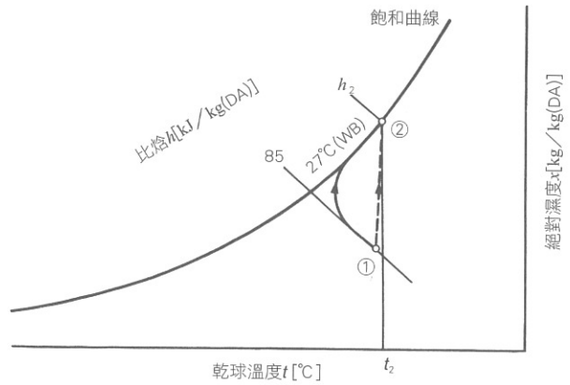


圖3－19 例題3－4的空氣狀態

晴朗的天空飛機的排氣為何會形成二條清晰的白線

當飛機飛過大氣中溫度較低的區域，由飛機引擎所排放的廢氣，其中所含的水蒸氣被冷冽的高空空氣冷卻，即形成地面所看到的白線。

而架在屋頂上的冷卻水塔所形成的白煙（狀如白煙），也是在飽和狀態的排氣受到低溫的外氣急速的冷卻，而使排氣中的水蒸氣凝結的現象，實際上這並不是白煙而只是水蒸氣。而與人類日常生活有關的，例如寒冷的天氣吐氣時，可看到白色的煙霧即是此現象。

3－4 其他類型的熱交換器

3-4-1 電熱器

空調用的加熱能力[kW]與電熱器（電氣式加熱器）容量[kW]的單位相同，電熱器可以作為簡易的加熱熱源，在沒有熱源時常被作為再加熱之用。

電熱器容量（能力）[kW]，其加熱溫度的上升值（Δt）如風量為Q[m^3／h]則如

▶ **室內用燃燒式暖氣機**
汽油式暖爐由於汽油中所含的氫與燃燒時的氧結合會產生水分，因此同時有加熱與加濕的作用，使室內空氣的濕度增加，也會產生一氧化碳及二氧化碳氣體，因此必需要做換氣。

▶ **冷風扇**
冷風扇與冷氣機不同，因會使濕度上升而感覺不舒適，因此不能在密閉的房間使用。

下式所示。

$$\Delta t = kW \times 3000 / Q$$

3-4-2 電子冷卻器

利用不同種類（材質）的金屬相互疊合，導通直流電流之後，一端的接合面會發熱，而另一端的接合面會吸熱的原理（Peltier effect），可以不使用冷媒或冰水...等等的熱傳媒介而達到冷卻的作用。分析儀、光學機械與醫療設備等精密機械的局部冷卻即常應用到冷卻容量100W左右的電子冷卻器。

3-4-3 自然對流－輻射式放熱器（暖氣）等

板式暖氣機（Panel heater）、輻射式暖氣機（Radiator）、環流式暖氣機（Convector）、板塊式暖氣機（Base-board heater）地板式暖氣裝置等皆屬自然對流－輻射式的暖氣機，利用風扇送風的強制對流式則有送風式環流暖氣機（Fain convector）與供暖機組（Unit heater）等。家用的暖氣機則有汽油式暖爐、汽油式溫風暖氣機等種類也極多。而在冷氣應用方面，則有在天花板內、牆壁面設置冰水循環或吹送冷風裝置的輻射式冷氣系統。

3-4-4 冷風扇

冷風扇是浸濕的布與風扇的組合，利用風扇使布的水分蒸發，應用其潛熱使空氣的溫度降低達到冷風的感覺，而這種組合方式也有應用在以加濕為目的。如**圖3－20**所示的，利用水分蒸發的潛熱（水吸熱蒸發）使空氣溫度由t_1降至t_2，但該部分的熱量也使空氣的絕對濕度由x_1升至x_2，因此熱的變化實際上是±0。而由於人體對溫熱的感覺受溫度的影響遠甚於濕度的影響，因此如在高溫低濕度的地方，降低溫度也可以得到相當的效果。

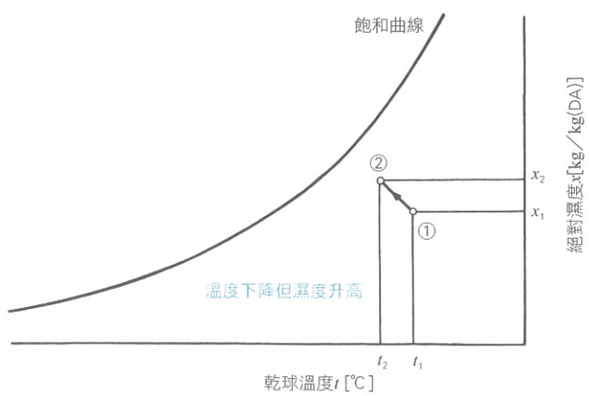


圖3－20 冷風扇的空氣狀態

3－5 加濕器

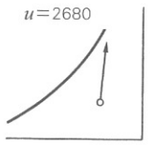
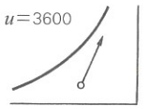
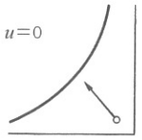
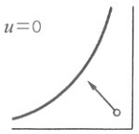
適當的濕度對環境是重要的要素，而濕度太低會導致病毒的繁殖或引起靜電效應，這對健康都會有影響。因此為了補足空氣中不足的水分，常依使用的目的而應用各種的加濕器（只作為加濕用的通常稱為加濕機）。

▶ **加濕空間**
在水或蒸氣與空氣混合不均勻的空間，會影響到加濕的效率。因此均勻的混合也很重要。

3-5-1 加濕器的種類與應用

加濕器的種類及其應用整理如**表3－6**所示。

表3－6 加濕器的種類與應用

	種類	加濕的方式	空氣線圖(熱水分比)	特點
蒸氣式	直接噴霧式(蒸氣管噴霧)	由鍋爐供應的蒸氣經由管的小孔噴出	$u=2680$  (蒸氣溫度100℃)	是蒸氣噴霧最一般性的代表，而噴霧管的種類則有多種。
	間接噴霧式	利用水與蒸氣的熱交換，噴出二次製造的蒸氣		鍋爐並未添加水處理介質，是潔淨式的除濕，主要用在醫院等處。
	電極式	在水中置入電極，利用焦耳的熱力學定律產生蒸氣		可進行獨立的潔淨加濕，但每製造1公斤的蒸氣則約需760W的電力。
	電熱式(盛水盤型)	將電熱器置入水中加熱使之產生蒸氣。		且電極需定期的更換及為防止水槽水位的變動也需採用軟水器。
	紅外線式	應用紅外線燈照射水面，使水面的水蒸發	$u=3600$ 	不論任何水質都可獲得潔淨的加濕，且不需擔心因蒸氣過熱引起的再凝結。每製造1kg的蒸氣約需花費1kW的電力。
水噴霧式	噴嘴噴霧式	利用噴嘴以0.2～0.7MPa的壓力噴霧出微小的水滴。	$u=0$ 	加濕效率約30～40%，但加濕空間要夠大及必需要設置擋水裝置(Eliminator)，此種型式消費電力則最小。
	超音波式	利用設置在水中的超音波振盪器使水氣化。		混入水中的不純物最多，不能用於低溫加濕，而在室內直接噴霧的應用則極方便。
	離心式	利用圓盤回轉產生的離心力使水霧化，噴霧出微小的水滴。		易混入不純物，消費電力與消耗水量皆少。常用於工廠等的室內直接噴霧。
	壓縮空氣噴霧式（雙流體噴霧式）	同時將水與空氣噴出，形成超微粒水滴的噴霧。		針對大容量加濕用，設施（裝置）較大型，加濕空間要夠大。
氧化式	水滴式（氧化式）	由上端滴下水滴濡濕加濕介質，再依自然蒸發加濕空氣。	$u=0$ 	又稱為自然蒸發式，是潔淨式的加濕，無再凝結的顧慮，但加濕效率低。
	膜透濕式	是利用蒸氣通過透濕介質而不是水，由膜的表面加濕。		小容量用，水的使用量小。但需注意透過膜可能阻塞。
	回轉式	將加濕介質與水接觸並回轉，利用回轉板（回轉盤）的蒸發加濕。		小容量用，是潔淨式的加濕，運轉費用便宜。

3-5-2 加濕器的選用

加濕方式或加濕器依使用的目的選用是很重要的，而購置成本、運轉成本、還有控制的特性、加濕效率、飽和效率、用水的條件或電力及設置的空間等都是重要的要素。

記號（符號）

t_1：加濕入口空氣溫度 [℃]	G：空氣量 [kg／h]
t_2：加濕出口空氣溫度 [℃]	L：噴霧水量 [kg／h]
t_3：飽和空氣溫度 [℃]	Δx：加濕量 [kg／h]
x_1：加濕入口空氣的絕對濕度 [kg／kg(DA)]	η_m：飽和效率 [%]
x_2：加濕出口空氣的絕對濕度 [kg／kg(DA)]	η_w：加濕效率 [%]
x_3：飽和空氣的絕對濕度 [kg／kg(DA)]	

3-5-3 水噴霧式與氣化式加濕的狀態變化

一般採用的水加濕方式，水噴霧或撒水的水量對空氣量的比（$L／G$）其值都極小，還有常溫的水的顯熱相較於潛熱其值也極小，因此通常都視為是**斷熱變化**處理。所以水加濕方式的狀態變化，則不論水溫如何的變動，其變化都可視為是在濕球溫度保持一定的曲線上變化。

如**圖3－21**所示的由狀態點①開始加濕，則實際能加濕的範圍只能到狀態點②，而不會達到狀態點③。此實際加濕的範圍①－②對①－③的比即稱為**飽和效率**（η_m），可用下式表示。

$$\eta_m=(x_2-x_1)／(x_3-x_1)\times100 \quad (3-15式)$$

$$=(t_2-t_1)／(t_3-t_1)\times100[\%] \quad (3-16式)$$

飽和效率則依噴霧水與空氣的接觸時間及加濕器的種類而異，一般噴嘴式噴霧的效率約為30～50%，水滴式加濕的飽和效率則依選用的加濕器而異約為40～85%左右。另外加濕量對噴霧或撒水水量的比則稱為**加濕效率**（η_w），亦即

$$\eta_w=(\Delta x／L)\times100[\%] \quad (3-17式)$$

η_w會隨入口空氣的相對濕度與$L／G$值而變動，入口空氣的相對濕度及$L／G$的值愈低，則加濕效率愈高。如**圖3－22**所示的，由於水噴霧式的加濕或氣化式的加濕是利用水的蒸發加濕，因此相對濕度愈低則蒸發效率愈高，加濕量會升高（x_3-x），

$L／G$

對空氣量（kg/h）的噴霧水量（kg/h）。

以加濕為目的的L/G值大約在0.005～0.02左右，因其值極小，因此對水溫不會有影響。通常設u=0

加濕效率與飽和效率

加濕效率 $\eta w=(\triangle x／L)\times100$ [%]

飽和效率 $\eta m=(x_2-x_1)／(x_3-x_1)\times100$[%]

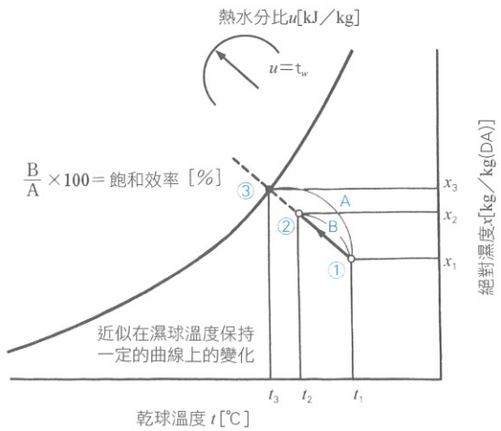


圖3－21 水加濕的飽和效率

而在較高的相對濕度區域則加濕量會降低（x_1-x），此現象稱為加濕量的**自律調整作用**（Self control）。由於隨著相對濕度的升高，加濕效率會降低，因此如果不進行噴霧量的控制則排出水量會增加，將不合經濟效益。

蒸發冷卻

冷卻熱量與加濕熱量達到平衡，熱平衡=0時即稱為蒸發冷卻。

例題3－5

風量為15000 m^3／h、溫度35℃、絕對濕度0.007 kg／kg(DA)的空氣，要利用水噴霧進行加濕到空氣的絕對濕度為0.010 kg／kg(DA)時，求其出口空氣的溫度。又求在該狀態點時的飽和效率、噴霧水量及水與空氣的比。（假設加濕效率為30%、u=0、ρ=1.2kg／m^3）。

解答

由**圖3－23**可求出

1)由t_1=35℃、x_1=0.007的狀態點，依u=0的直線可求出與x_2=0.010的相交點，即t_2=27.5℃

2)飽和效率：在飽和曲線上x_3=0.0136，因此

η_m=(0.010－0.007)／(0.0136－0.007)x100≒45.5%

3)噴霧水量：L=15000x1.2x(0.01－0.007)／0.3=180kg／h

4)**水空氣比**：$L／G$=180／(15000x1.2)=0.01

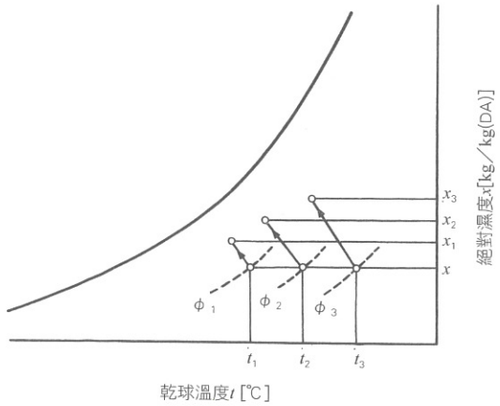


圖3－22 相對濕度與加濕量的關係

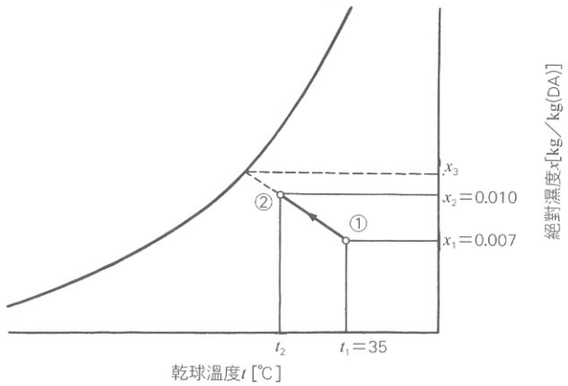


圖3－23

▶再蒸發距離

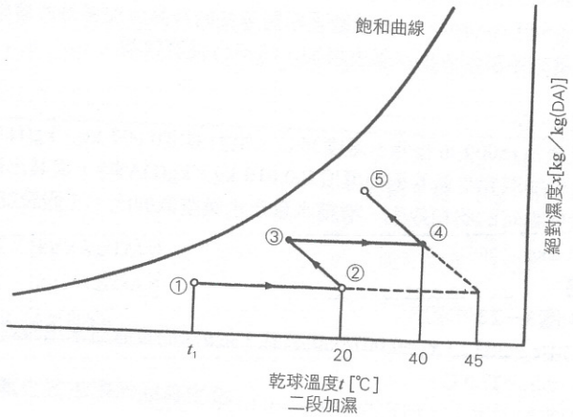
指噴出的蒸氣被空氣冷卻而成霧狀，此霧狀的水滴到再被蒸發的距離。

蒸氣加濕的熱水分比

u=2501+1.805 t_s

二段加濕

如右圖所示，假設利用水加濕方式要將狀態點①加濕到狀態點⑤的狀態時，則必需將狀態點①加熱至45℃，但如果因為熱源溫度的關係只能將狀態點①加熱至40℃時，則可以採用先將狀態點①加熱至20℃左右(狀態點②)再加濕，即可得到狀態點③的狀態，之後再由狀態點③加熱、加濕至40℃即可得到狀態點⑤的狀態，此方法即稱為二段加濕。



二段加濕

3-5-4 蒸氣式加濕的狀態變化

蒸氣式加濕的狀態變化，設蒸氣溫度為t_s[℃]時，則**熱水分比**u[kJ／kg]可由下式求出。

$$u=2501+1.805\,t_s \qquad (3-18式)$$

一般空調所應用到的蒸氣溫度約為100℃，因此蒸氣式加濕在空氣線圖上是在熱水分比為$u \fallingdotseq 2680$ kJ／kg的曲線上變化。

蒸氣使空氣的溫度上升，其上升的溫度值Δt[℃]，則可由2－16式改寫為

$$\Delta t=1.8(t_s-t_1)(x_2-x_1) \qquad (3-19式)$$

由於在一般的空調條件時，此上升的溫度約為1℃左右，因此在實用上也可以忽略，而視為在空氣線圖上的變化溫度是保持一定的。

例題3－6

設蒸氣式加濕的蒸氣溫度為130℃，如要由t_1=35℃、x_1=0.006 kg／kg(DA)加濕至x_2=0.015kg／kg(DA)時，求t_2[℃]與u[kJ／kg]的值。

解答

由**圖3－24**的空氣線圖可求出

$\Delta t=1.8(130-35)(0.015-0.006) \fallingdotseq 1.5$

$t_2=35+1.5=36.5$℃

$u=2501+1.805\times130 \fallingdotseq 2735$ kJ／kg

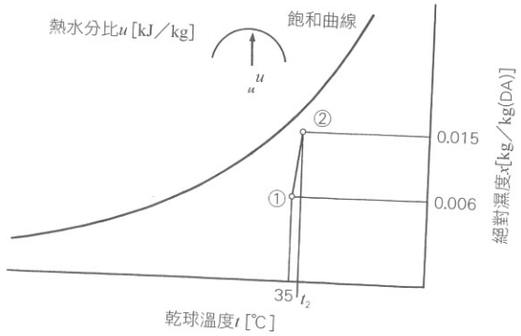
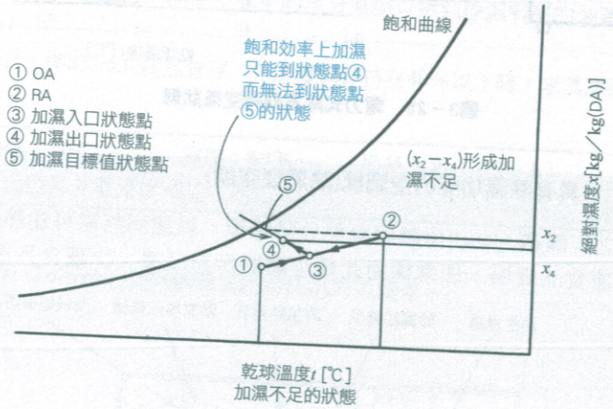


圖3－24

無法加濕

外氣冷房運轉，利用較室溫更低的溫度加濕時，絕對濕度的升高也只能到飽和狀態點為止，因此加濕狀態溫度愈低則加濕量會降低。在飽和狀態點低於室內設定濕度的狀態時，即使大量的水噴霧也無法使濕度達到設定的濕度，這種狀態稱為無法加濕。

有時因室溫過高導致相對濕度降低的現象，而這種狀況如果絕對濕度超過設定值時，則不是加濕器或加濕狀態的問題，此時只要調整到適當的室溫即可使相對濕度回復到正常。



3－6 除濕器

除濕器是用以去除空氣中的水分，使空氣的濕度降低的設備。在一般的空調中，前曾述及的冷卻盤管都被作為夏季的冷卻除濕設備使用。而在產業應用方面，產業用的除濕器有時也要求需達到露點溫度－50℃的超低溫、超低濕度。

3-6-1 冷卻除濕裝置

(1)冷卻盤管

參閱前述的冷卻盤管章節。

(2)電氣式除濕機

電氣式除濕機是由冷凍循環回路所構成，可簡易的將空氣除濕，通常應用在儲藏室或倉庫等處，而也有應用壓縮機與送風機產生的熱使空氣溫度上升的方式。**圖3－25**(a)所示即為電氣式除濕機的構造，(b)則為其空氣的狀態變化。

▶ **吸收除濕法**
露點溫度在低於5℃以下的低溫或顯熱比在0.6以下，或室溫在30℃以上低濕度等的狀態下，則採用吸收除濕法較冷卻除濕法有效。

3-6-2 吸收式除濕裝置

(1)濕式（噴霧式）吸收式除濕裝置

是採用具有吸水性的氯化鋰（化學式：LiCl）等溶液，將其噴成霧狀使其與空氣

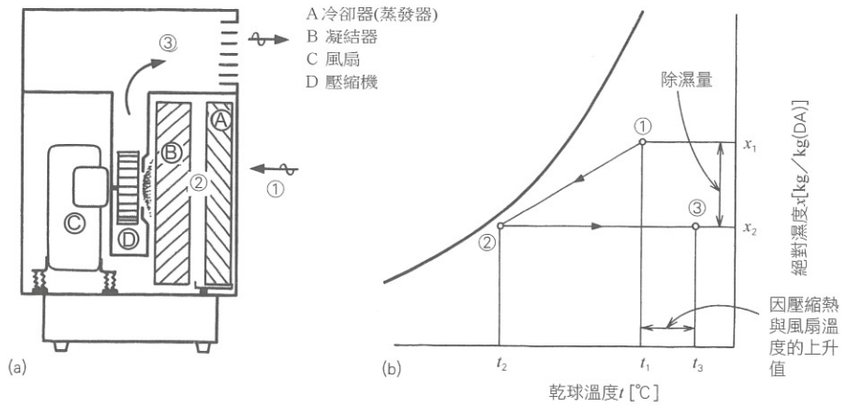
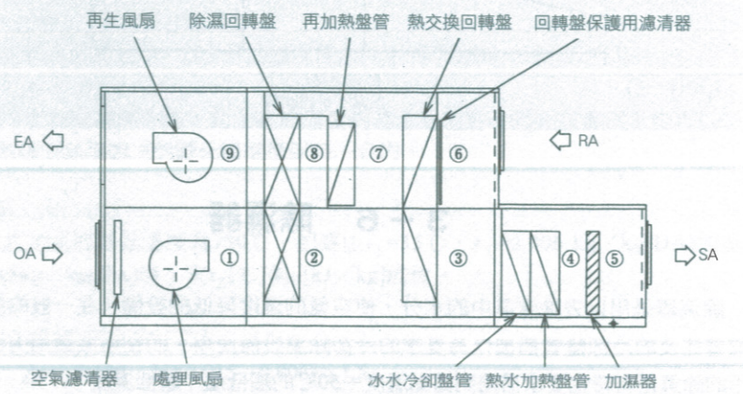


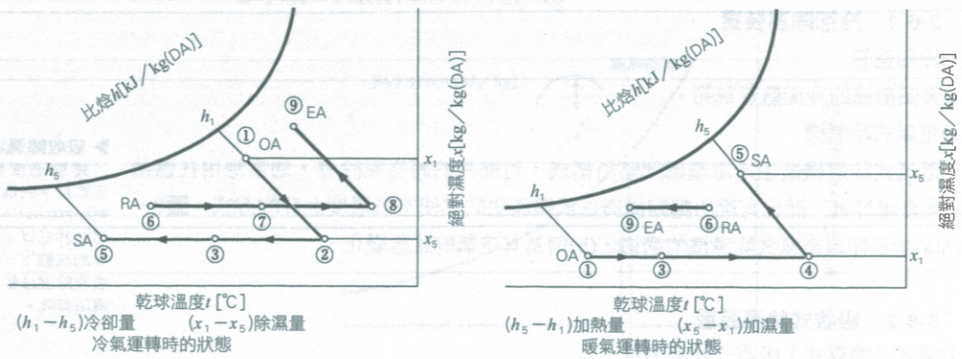
圖3－25 電力式除濕器與空氣狀態

具有除濕功能的空調機(除濕型空調)

以除濕功能為主要訴求之空調機，為使潛熱與顯熱分開處理，以達到無需再加熱(reheat)的濕度控制。超級市場的冷凍食品賣場，即常採用此種空調機作為冷凍、冷藏食品用，並防止系統的結霜。另外除濕劑（Desiccant）的循環利用則可作為「排熱－廢熱」應用，具有省能源的效果（所謂的CoolBiz空調）。

而在產業方面的應用，則有應用於空氣中不能含有水分的鋰電池製造工廠「超低露點空調機」等。





具除濕功能（組合除濕機）的空調機及其空氣的狀態變化

接觸而吸收空氣中的水分達到除濕作用的裝置。也有利用凝結潛熱與熱吸收方式將水蒸氣轉化為液體使空氣溫度上升的方式。

(2)乾式（回轉式）吸收式除濕裝置

是在回轉輪上含吸收劑，利用回轉輪的旋轉吸收空氣中水分的裝置。

吸收除濕

在食品工廠中亦有作為以殺菌為目的而採用者。

3-6-3 吸附式除濕裝置

是採用固態的吸附劑（吸著劑）吸收空氣中的水分以達到除濕效果的裝置，其原理則與吸收式除濕裝置相同（參閱前項）。

吸收、吸附除濕

為冷卻吸收、吸附與冷凝的熱量，必需設置空氣冷卻器。

3-6-4 壓縮式除濕裝置

提高空氣壓力降低溫度，而使空氣中的水分凝結以達到除濕效果的裝置。

例題3－7

面積200m^2、樓高3m的商品倉庫，如濕度需保持在40%以下時，求其應除濕的量。

設定條件

外氣溫度：30℃	濕度：60%	換氣次數（1次／h）
設室內溫度為外氣溫度+2℃		

解答

可應用圖3－26所示的空氣線圖求比容與絕對濕度差。

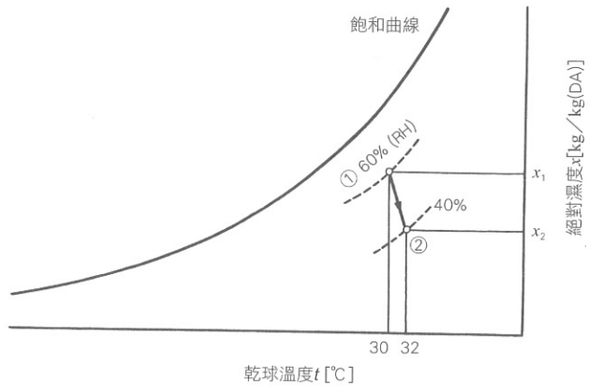


圖3－26

室內容積：200m^2×3m=600m^3

比容：0.88m^3／kg(DA)

絕對濕度差：0.016－0.012=0.004kg／kg(DA)

換氣風量：(600×1次／h)／0.88≒682kg／h

除濕量：682×0.004≒2.8kg／h

晾洗的衣物夏季較冬季快乾

沒有風時，晾洗的衣物快乾或慢乾是由水蒸氣分壓大小決定。

	濕的衣物			空氣的狀態			水蒸氣分壓差
	溫度	濕度	水蒸氣分壓	溫度	濕度	水蒸氣分壓	
夏季	30℃	100%	4.25kPa	30℃	50%	2.15kPa	4.25－2.15＝2.1kPa
冬季	5℃	100%	0.9kPa	5℃	30%	0.25kPa	0.9－0.25＝0.65kPa

假設溫度與濕度為上列所示的狀態時，則2.1／0.65≒3，這即是夏季較冬季晾洗的衣物快乾3倍的因素。有風時衣物會快乾是因為晾洗衣物周圍的濕空氣快速的變為乾燥空氣的因素。

3－7 空氣調節機

▶ **預冷空調箱**
是僅以處理外氣負荷為目的的空調箱，將負荷急劇變動的外氣單獨處理，以達到控制的穩定。

空調機（空氣調節機）大致可區分為備有冷凍機的箱型空調機（Package air conditioner）與應用冰水－熱水的空調箱（Air Handling Unit）二大類。一般附有冷凍機的空調機都稱為箱型空調機或空氣調節機，而冰水－熱水型的則稱為空氣處理機或空調箱。而這二大類都各有不同的型式，機種也由小型到大型，種類極多。空氣處理裝置的組成包含有送風機、空冷式冷卻水塔、加熱器、加濕裝置、空氣清淨及防震裝置等。由於這些構成品都依其使用目的與用途而設計，因此量身訂作（Order-made）的要素較強。另一方面箱型空調機則一般都是由廠商提供的產品目錄選用合適的機種。

▶ **軸流送風機與貫流送風機**
箱型空調機的室外機或冷卻水塔大都採用軸流送風機（螺旋槳葉片式送風機）。家用冷氣機室內型則大都採用貫流送風機（Cross flow fan）。

在空氣線圖上會產生變化，這是由於空氣的混合、冷卻與除濕、加熱與加濕，這不論是空氣處理裝置或空調箱都是相同的。

3-7-1 空調箱（Air Handling Unit：AHU）

▶ **送風機的比例定律**
$Q_2／Q_1=N_2／N_1$
$P_2／P_1=(N_2／N_1)^2$
$W_2／W_1=(N_2／N_1)^3$
Q：風量
P：全壓
W：軸動力
N：轉速
當（$N_2／N_1$）在0.8～1.2左右時，則近似式可成立。

裝置的能力，一般都用風量表示，2000～100000 m³／h左右風量的空調箱，依設置場所及用途等可分類如**表3－7**所示。

而各類型空調箱的構成及在空氣線圖上的狀態變化則如**表3－8**與**表3－9**所示。

表3－7 空調箱的分類

形狀	設置場所	用途	種類	功能	複合形態
水平式 垂直式 垂吊式 組合型	地面設置型 天花板吊隱型 室外型 壁掛型	外氣處理用 電腦室用 無塵無菌室用 低溫用	單風管用 雙風管用 多房間(多聯)用 雙系統用	低噪音型 VAV用 恒溫恒濕用	回氣風扇一體型 全熱交換器一體型 組合自動控制型 組合冷凍機型

(1)送風機

送風機一般常採用的是多翼式送風機（Multiblade fan）或定載式送風機（Limit load fan），能在任意位置吹出空氣的插入式風機也常被應用到。另外用於風量與靜壓的調整或可變風量式也常配置有變頻器（Inverter）、渦卷式調節閘（Scroll damp）、進氣葉片（Inlet vane）、調節閥、吹出調節閘等。還有要減輕送風機的動力，降低空調機內部的消耗靜壓也是重要的要項。

▶ **空氣動能與軸動力**
空氣動能[kW]＝風量[m³／min]×送風機全壓。以[Pa]／(60×1000)單位表示，軸動力[kW]則為空氣動力／送風機效率。

另外也必需注意因送風機造成的空氣溫度上升，亦即由於送風機的葉片與空氣摩擦產生摩擦熱，使空氣的溫度上升。而如果送風機的電動機是設置在送風機組機殼（Casing）的外部時，則溫度的上升就只是**送風機發熱**的熱量部分而已，但如果是內藏在送風機組的內部時，則也必需計入電動機產生的熱。而上升的溫度則可以由送風機的動力負荷求出。

送風機動力負荷
$W_F=Q\cdot SP／(60\times1000\cdot\eta_F\cdot\eta_M)$

$$W_F=Q\cdot SP／(60\times1000\cdot\eta_F\cdot\eta_M) \qquad (3-20式)$$

式中 W_F：**送風機動力負荷** [kW]　Q：風量 [m³／min]
η_F：送風機靜壓效率 [%]　SP：送風機靜壓 [Pa]
η_M：電動機效率 [%]（電動機設置在外部時 $\eta_M=1$）

因送風機造成的溫度上升，其上升值(Δt_a) [℃]則為

$$\Delta t_a=W_F／(1.2Q／60) \qquad (3-21式)$$

在空氣線圖上因送風機造成的溫度上升值常被忽略，但在靜壓高時其上升值有時高達2℃以上，因此必需注意。

送風機造成的溫度上升
$\triangle t_a=W_F(1.2Q／60)$

例題3－8

空調箱的送風量為30000m³／h、靜壓為900Pa，求其電動機設置在送風機機組機箱體內與箱體外時送風機造成的溫度上升各為何？假設風扇的靜壓效率為55%、電動機效率為90%。

解答

電動機設置在送風機機組機箱體內時

$$W_{F1}=(30000／60)\times900／(60\times1000\times0.55\times0.9)\fallingdotseq15.2\text{kW}$$

電動機設置在送風機機組機箱體外時

$$W_{F2}=(30000／60)\times900／(60\times1000\times0.55)\fallingdotseq13.6\text{kW}$$

電動機設置在送風機機組機箱體內時

$$\Delta t_1=15.2／\{1.2\times30000／(60\times60)\}\fallingdotseq1.52℃$$

電動機設置在送風機機組機箱體外時

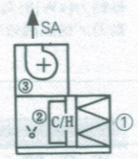
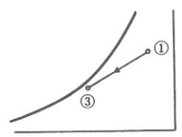
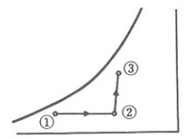
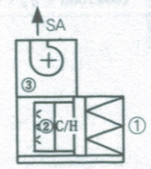
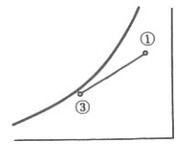
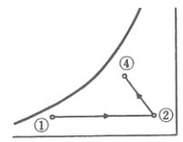
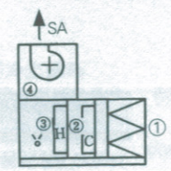
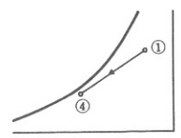
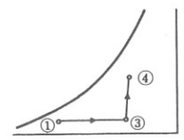
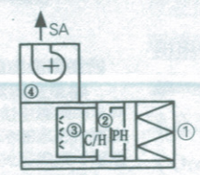
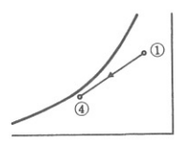
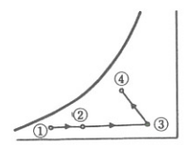
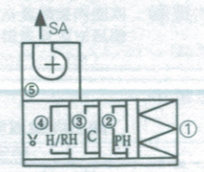
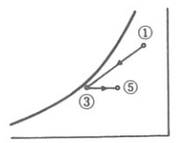
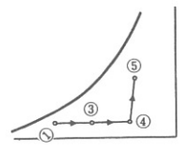
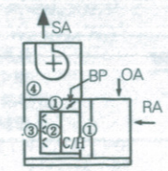
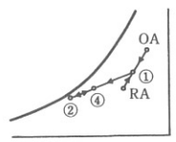
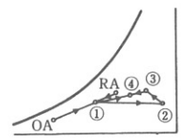
$$\Delta t_2=13.6／\{1.2\times30000／(60\times60)\}\fallingdotseq1.36℃$$

(2)空氣過濾器（Air filter：空氣濾網）

空氣過濾器（Air filter：空氣濾網）在空氣線圖上並不會造成影響，但卻是空調機重要的零件之一。其除了具有濾除塵埃的功用之外，也可以依用途同時兼具有濾除臭味或有害氣體的功能。

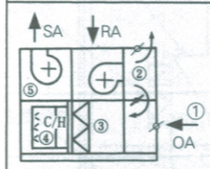
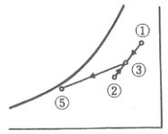
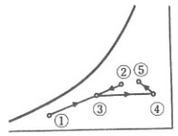
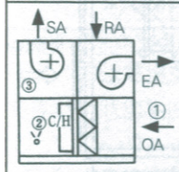
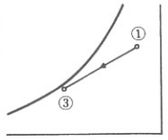
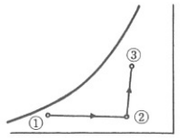
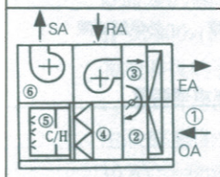
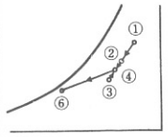
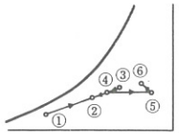
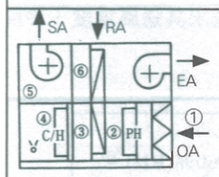
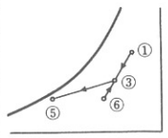
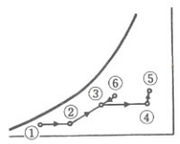
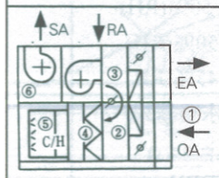
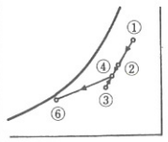
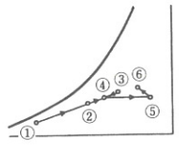
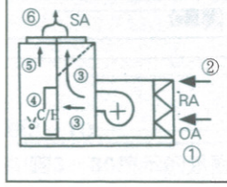
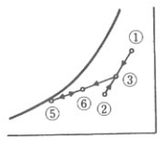
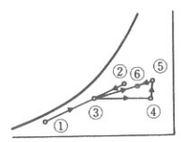
圖3－27所示為組合全熱交換器、回風扇型的空氣處理裝置的斷面圖。

表3－8 空調箱／盤管與加濕器的構成及其空氣線圖

空調機組合圖	盤管用途	加濕器類型	冷卻時	加熱加濕時
	・冷卻與加熱兼用	・蒸氣式 ・電極式 ・蒸氣盤式加濕器		
	・冷卻與加熱兼用	・管路水噴霧式 ・氣化式 ・超音波式 ・離心式		
	・冷卻專用 ・加熱專用	・蒸氣式 ・電極式 ・蒸氣盤式加濕器		
	・預熱 ・冷卻與加熱兼用	・管路水噴霧式 ・氣化式 ・超音波式 ・離心式		
	・預熱 ・冷卻專用 ・冷卻與加熱兼用	・蒸氣式 ・電極式 ・蒸氣盤式加濕器		
	・冷卻與加熱兼用 ・附旁通調節閘	・管路水噴霧式 ・氣化式 ・超音波式 ・離心式		

C：冷卻盤管
C／H：冷卻加熱兼用盤管
PH：預熱盤管
BP：旁通調節閘
H：加熱盤管
RH：再加熱盤管
H／RH：加熱再加熱兼用盤管

表3－9 空調箱／組合回風扇與全熱交換功能的構成及其空氣線圖

空調機組合圖	盤管用途 風扇的構成	加濕器類型	冷卻時	加熱加濕時
	・冷卻與加熱兼用 ・配置回氣風扇	・管路水噴霧式 ・氣化式 ・超音波式 ・離心式		
	・冷卻與加熱兼用 ・配置排氣風扇	・蒸氣式 ・電極式 ・蒸氣盤式加濕器		
	・冷卻與加熱兼用 ・配置回氣風扇 ・配置全熱交換器	・管路水噴霧式 ・氣化式 ・超音波式 ・離心式		
	・冷卻與加熱兼用 ・預熱 ・配置排氣風扇 ・配置全熱交換器	・蒸氣式 ・電極式 ・蒸氣盤式加濕器		
	・冷卻與加熱兼用 ・配置回氣風扇 ・配置全熱交換器 附旁通調節閘	・管路水噴霧式 ・氣化式 ・超音波式 ・離心式		
	・旁通式多區域 (多聯)型 ・冷卻與加熱兼用	・蒸氣式 ・電極式 ・蒸氣盤式加濕器		

SF：送風扇
RF：回風扇
C／H：冷卻與加熱兼用盤管
EF：排氣風扇
HX：全熱交換器
PH：預熱盤管

▶ **濾清器規格的表示方式及性能測試方法詳如：**
JIS B9908
B9909
B9910

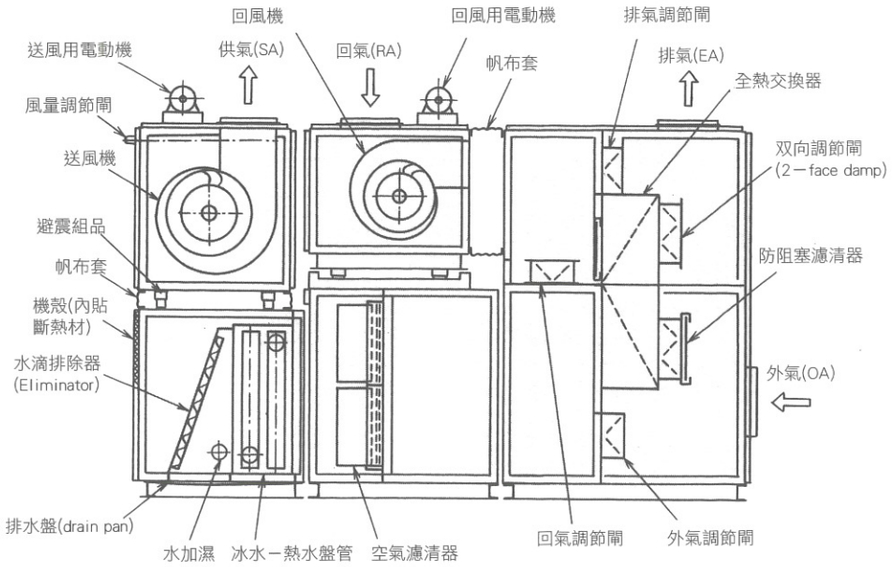


圖3－27 配置全熱交換器與回風扇的空氣處理裝置

例題3－9

試將**圖3－28**所示空調箱的空氣動態用空氣線圖表示，並求其送風溫度、冷卻能力與加熱能力。

設定條件

送風風量：SA 25000m^3／h	
外氣風量：OA 7500m^3／h	夏季—34℃(DB)、60%(RH)
	冬季—1.0℃(DB)、50%(RH)
回風量：RA 17500m^3／h	夏季—26℃(DB)、50%(RH)
	冬季—22℃(DB)、45%(RH)
靜壓：900Pa	加濕量—50kg／h(水噴霧式)
送風機效率：50%	電動機效率：90%
盤管出口空氣溫度：14℃(DB)、95%(RH)[冬季為35℃(DB)]	

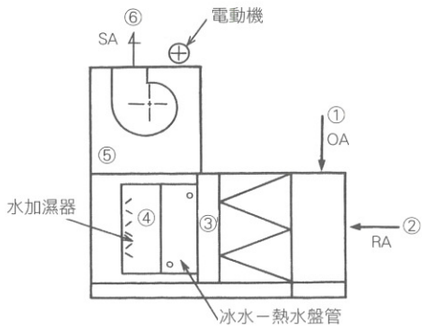


圖3－28

解答

空氣線圖如**圖3－29**(a)與(b)所示。

夏季時：由設定的條件決定狀態點①與②，盤管的入口溫度狀態點③為

t_3=34－(34－26)×17500／25000=28.4℃

依此可求出

h_3=65kJ／kg(DA)　　h_4=38kJ／kg(DA)

冷卻能力q_c為

q_c=25000×(65－38)×1.2／3600=225kW

而風扇的溫度上升值△t，因電動機是設置在送風機機組機箱體外，因此

W_F=25000／60×900／(60×1000×0.5)≒12.5kW

△t=12.5／1.2×{25000／(60×60)}≒1.5℃

送風溫度狀態點⑥則為14＋1.5=15.5℃

冬季時：狀態點③t_3為

t_3=22－(22－1)×7500／25000=15.7℃

依設定的條件要加熱至35℃則可求出狀態點④。加熱能力則為

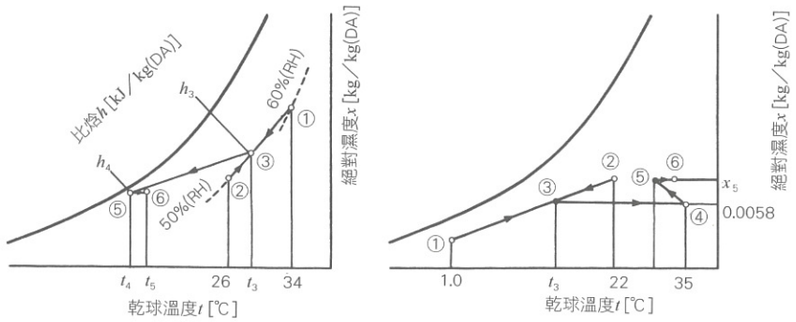
q_h=25000×(35－15.7)×1.2／3600≒161kW

而加濕後的狀態點⑤則為

x_5=50／(25000×1.2)＋0.0058≒0.0075kg／kg(DA)

由狀態點④在濕球溫度一定的狀態與x_5=0.0075直線的交點可求出為30.6℃。因此送風溫度狀態點⑥可求出為30.6＋1.5=32.1℃

▶ **低溫送風系統**
這是比一般室溫及送風溫度差很多，且減低送風量以節約送風動力，及將空調機或風管更小型化的空調方式。
需注意吹出口的結露與冷風氣流，且隨著除濕量的增加容易形成低濕度，也會使外氣負荷增加。



(a夏季)　　(b冬季)

圖3－29

例題3－10

如**圖3－30**所示的是附有回風盤管旁通的空調箱，試將其各狀態點表示在空氣線圖上，並回答①～⑦項的問題。假設不考慮送風機產生的熱量（發熱量），空氣密度為1.2kg／m^3、空氣的比熱為1.0kJ／(kg・℃)。

1) 列出外氣負荷q_o的計算公式。
2) 列出盤管旁通風量與供氣風量的比R的計算公式。
3) 列出冷卻盤管冷卻熱量q_c的計算公式。
4) 列出室內負荷q_R的計算公式。

5) 列出室內顯熱負荷q_s的計算公式。

6) 列出除濕量$\triangle x$的計算公式。

7) 劃出表示室內顯熱比（*SHF*）的狀態曲線，並用符號表示由狀態點○－○。

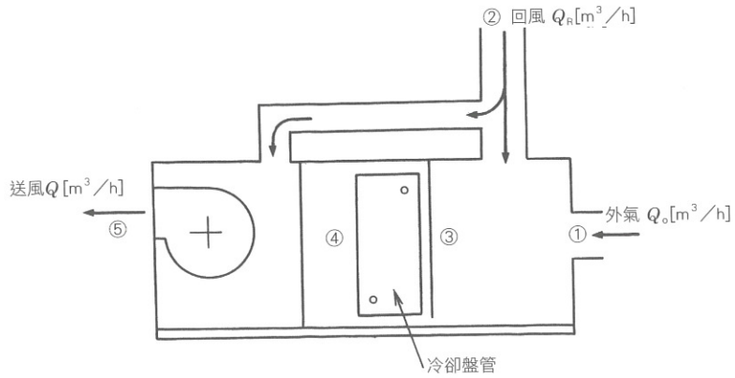


圖3－30

解答

由**圖3－31**可求出

1) q_o=1.2$Q(h_3-h_2)$／3600[kW]、或=1.2$Q_O(h_1-h_2)$／3600[kW] (3－22式)

2) $R=(t_5-t_4)/(t_2-t_4)$、或=$(h_5-h_4)/(h_2-h_4)$ (3－23式)

3) q_c=1.2$Q(h_3-h_4)\times(1-R)$／3600[kW] (3－24式)

4) q_R=1.2$Q(h_2-h_5)$／3600[kW] (3－25式)

5) q_S=1.2$Q(t_2-t_5)\times1.0$／3600[kW] (3－26式)

6) $\triangle x$ =1.2$Q(x_3-x_4)(1-R)$[kg／h] (3－27式)

7) ②－⑤或②－④

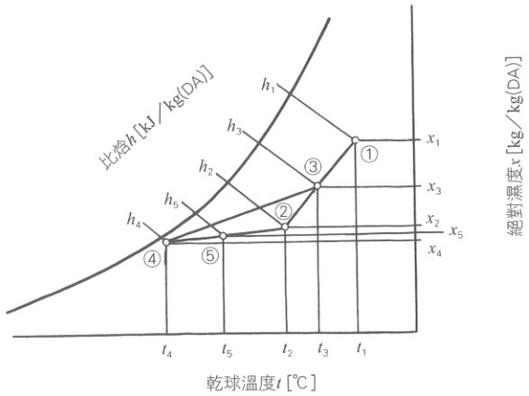
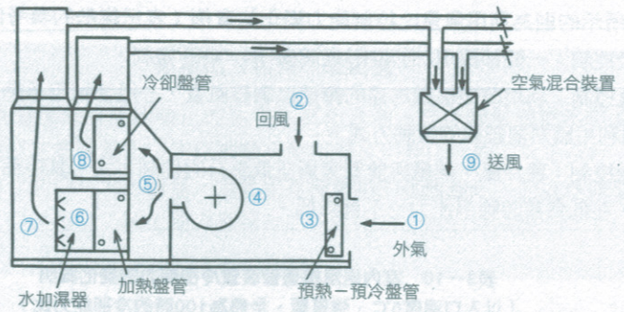


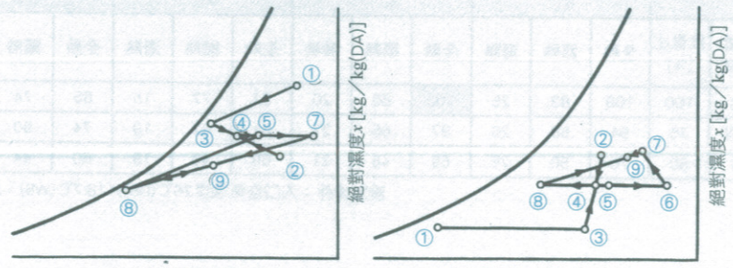
圖3－31

雙風管空調系統

雙風管空調系統是可高度保持溫度、濕度、空氣清淨度的性能，且冷暖氣可同時供應及可單獨控制的高階空調方式。其送風的狀態點⑨可在狀態點⑦－⑧直線上的任一點上。其缺點則是會產生相當於**再加熱損失**的**空氣混合損失**及設備昂貴。而如要避免空氣混合損失則其控制的區域會受到限制，但另外也有將一端的風管作為狀態點⑤旁通空氣應用的方式。



雙風管空調系統



雙風管型空調箱及其空氣的狀態

3-7-2 Air Washer

Air Washer是利用噴嘴大量的將水噴成噴霧水滴（L/G=0.5～2.0），使之與空氣直接接觸進行熱交換及水分轉移的裝置，其應用在冷卻、除濕時是利用冰水噴成噴霧狀，加熱、加濕時則是利用熱水噴成噴霧狀，利用調整噴霧水量與水溫，即可獲得多種的空氣狀態。由於此種裝置較大型且必需進行水質管理，因此近期已較少採用，但在空氣清淨室（Clean room：無塵無菌室）系統等，由於其具有去除空氣中的塵埃與其他氣體的效果，因此有些系統仍有應用到。還有其蒸發冷卻的功能，也極適合非尖峰期冷卻與低濕度的應用，因此基於省能源的需求也是不容淘汰的系統。

Air Washer 具有多功能

利用水溫的控制，可進行冷卻、除濕、加熱與斷熱等變化。

▶ 室內送風機的容量

風量 300～2000m³/h
熱量1.5～10kW
大型機種
風量 1200～5000m³/h
熱量 6～25kW。

室內送風機的風量變化

風量愈小則吹出的溫度愈低，但除濕性能則大致無變化。

3-7-3 室內送風機（Fan Coil Unit）

室內送風機（FCU）是由冰－熱水兼用盤管、送風機、空氣濾網與運轉開關裝置所構成，而依設置的場所大致又可區分為地板配置型與天花吊掛型二種。另外市售品中也有推出組合加濕器或提高空氣濾網濾清效率的產品或是醫院所使用具有除臭、殺菌等功能的產品。室內送風機（FCU）的用途極廣，由於容易單獨控制，因此在辦公大樓、醫院、飯店、學校等廣泛的被採用。另外在超級市場等大型店舖也廣泛的採用天花板嵌入型。而FCU能力的控制方式則有下述的三種方式，其中**表3－10**所示的則為利用風量比控制能力變化的實例（表示趨勢的參考值）。

▶ 瓦斯式熱泵

室外機之壓縮機不是用電力而是用瓦斯引擎驅動，是利用熱泵提供冷暖氣的系統。

(1)水量控制：一般都採用2通閥或3通閥做ON／OFF控制。

(2)風量控制：利用改變風扇馬達的轉速以調整風量，一般都採用手動方式，但也有採用利用感熱器感知的自動方式。

(3)旁通控制：將冷風、熱風與盤管旁通空氣混合的控制方式。其特點是可比例式控制，在低負荷時除濕能力也不會降低。

表3－10 室內送風機盤管裝置冷卻能力的變化實例
（以入口溫度6℃、強風量、全熱為100時的冷卻能力比）

		入口水溫											
		5℃			6℃			7℃			8℃		
風量等級	風量比[%]	全熱	顯熱	潛熱	全熱	顯熱	潛熱	全熱	顯熱	潛熱	全熱	顯熱	潛熱
強	100	108	83	25	100	80	20	92	77	15	85	74	11
中等	75	94	68	26	87	65	22	81	62	19	74	60	14
弱	50	75	50	25	69	48	21	65	46	19	60	44	16

設定條件：入口空氣溫度26℃(DB)／18.7℃(WB)、水量一定

3-7-4 箱型空調機

箱型空調機冷卻與加熱是利用冷凍機的蒸發器、凝結器，而冷媒則是直接作為傳熱的媒介應用，現今的主流則是組合壓縮機、熱源端熱交換器與自動控制裝置，可切換冷凍循環冷暖氣兼用的空氣熱源熱泵。箱型空調機依設置的場所及用途可分類為如**表3－11**所示的類型。而特殊的應用則有將冷氣用的凝結器設置在建築物的頂樓上，樓下則設置暖氣用的蒸發器，不用壓縮機或泵浦而僅利用冷媒的比重差，使冷媒自然循環的系統。箱型空調機由於設計與施工容易且價格便宜、可以獨立運轉或部分運轉及運轉的管理容易，因此幾乎所有的建築物都廣泛的採用此型。但另一方面由於此型機種的選定是依最大負荷決定，因此無法依各負荷的狀況考量，如此會造成熱源容量（能力）與受電設備過大（部份負載時系統容量高出實際負荷）。且由於箱型空調機大都作成規格品，因此對吹出溫度、顯熱比的設定及加濕器與空氣清淨濾網的選擇也較空調箱受到更多的限制。

表3－11 箱型空調機的分類

功能	用途	形狀	動力源	設置位置
冷氣專用型 熱泵型 空氣熱源型 水熱源型	全外氣用	一體型	電力、壓縮機	地面設置型
	低溫用	分離式	瓦斯、引擎	天花板吊隱式
	電腦室用	遠端壓縮機型	自然循環式	壁掛式
	特定區域用	多聯型		天花板嵌入式
		壁置入型		屋頂設置型

碳氟化合物與冷暖氣機

會破壞臭氧層及造成地球暖化的物質碳氟化合物，是冷暖氣裝置不可或缺的冷媒。而即使特定的碳氟化合物已被禁止使用而改用替代性的碳氟化合物，但由於其暖化係數也較CO_2大出許多，因此也有極嚴格的排放規定。而就地球環境的觀點，現也已有採用以二氧化碳或氨等自然氣體作為冷媒的冷凍機。

參考文獻

1) 空気調和：衛生工学会編：空気調和・衛生工学便覧 汎用機器・空調機器篇，第12版(1995)
2) 空気調和：衛生工学会編：空気調和設備計画設計の実務の知識，第1版(1997)，オーム社
3) 井上宇市：空気調和ハンドブック改定3版(1982)，改定4版(1996)，丸善
4) 建設大臣官房官庁営繕部監修：機械設備工事共通仕様書(1997)，日本空調衛生工事業協会
5) S社技術資料(1997)
6) O社カタログ(1997)

第4章

空調系統與空氣線圖

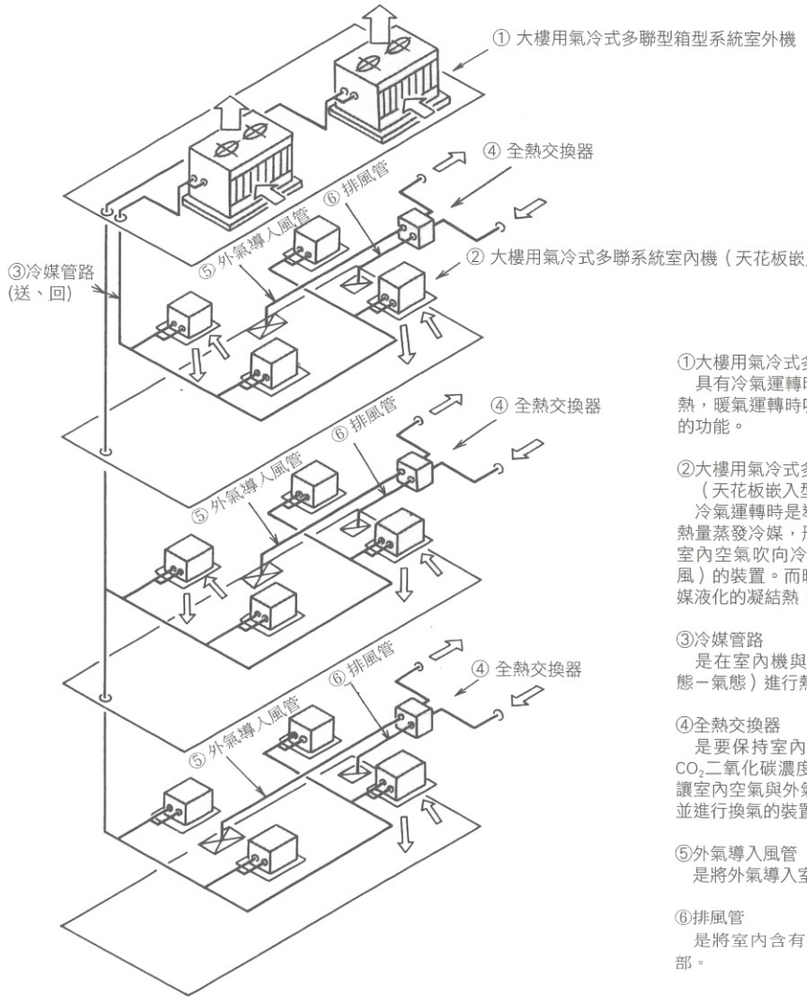
4－1　空調系統的構成

▶ **選擇系統的關鍵**
必需控制的項目？
「只要求乾球溫度?濕度控制？」
是否需要個別控制？
設備的安裝空間及風管安裝空間？
要用何種熱媒「冰水、蒸氣或冰－熱水？」

空調系統規劃時，空氣線圖的應用是非常重要，而了解系統的構成也很重要。空調系統，其應用的對象有人類、製造產品的工廠與保管的倉庫、動物飼舍或環境測試驗室等，其要求的品質各不相同，且有極大的差異，因此在規劃時必需針對使用對象設計出最合適的系統。

4-1-1　大樓用氣冷式多聯型空調系統

此為中小型大樓常採用的方式，其每台室內空調機都能單獨控制、系統的維護也容易。因此型系統容易由中央監控與計量，故租賃用大樓很多採用此系統，而各廠商在市場上也推出利用夜間電力的儲冰式機型。



①大樓用氣冷式多聯系統室外機
具有冷氣運轉時將室內機的熱經由外氣散熱，暖氣運轉時吸收外氣的熱並傳送到室內的功能。

②大樓用氣冷式多聯型箱型系統室內機
（天花板嵌入型）
冷氣運轉時是導入室內空氣，利用空氣的熱量蒸發冷媒，形成冷風對室內吹送（導入室內空氣吹向冷卻盤管，吹出的風即是冷風）的裝置。而暖氣運轉時則是利用氣態冷媒液化的凝結熱，形成暖風對室內吹送。

③冷媒管路
是在室內機與室外機之間傳送冷媒（液態－氣態）進行熱傳導的路徑。

④全熱交換器
是要保持室內的空氣品質（控制塵埃與CO_2二氧化碳濃度），導入新鮮的外氣，並讓室內空氣與外氣進行熱交換，可節約能源並進行換氣的裝置。

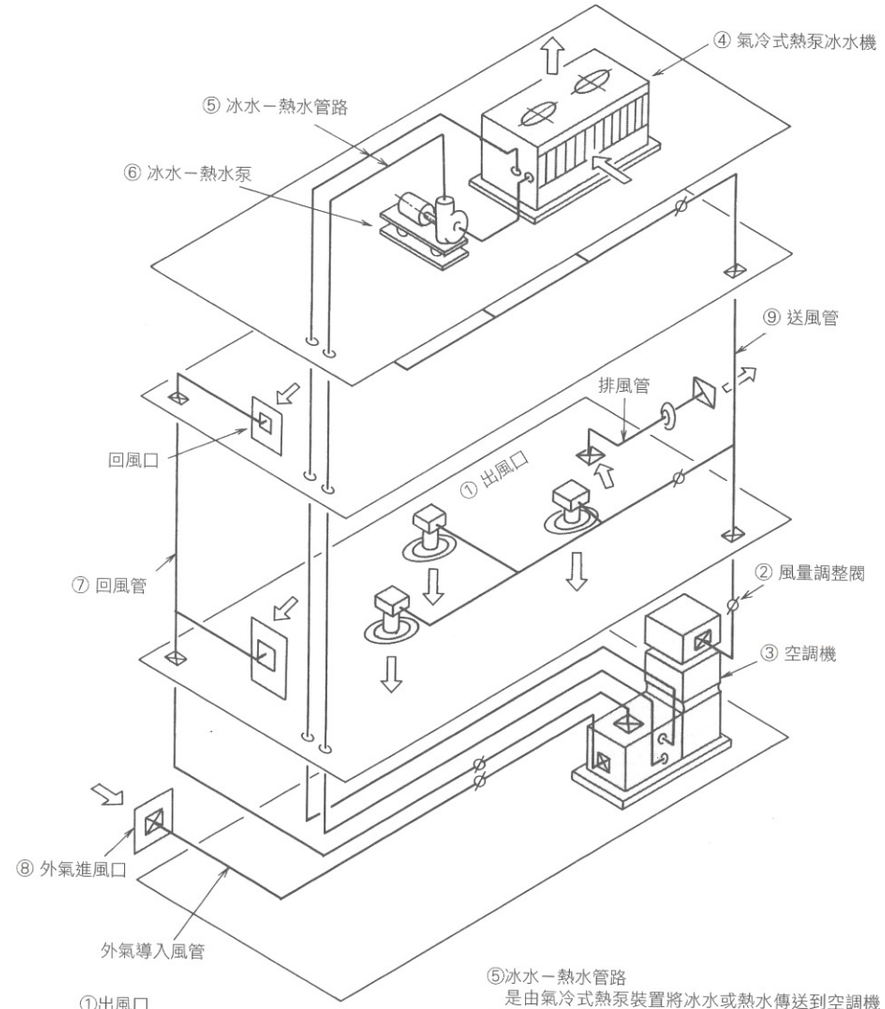
⑤外氣導入風管
是將外氣導入室內的傳送路徑。

⑥排風管
是將室內含有塵埃或臭氣的空氣排到外部。

實例一　大樓用氣冷式多聯空調系統

4-1-2　氣冷式熱泵冰水機（Heat pump／Chiller）＋空調機方式

此種方式為中小型大樓及大型大樓的一部分所採用。對負荷形態類似的區域，提供冷氣或暖氣的系統，其優點是未達一定規模時不需要設置管理人員。



①出風口
對室內的供氣口，必備的條件是形狀需能使供氣充分的擴及到每個角落且躁音小等。

②風量調整閥
具有將各傳送風量調節到設計風量的功能。

③空調機
是對室內的熱負荷，將經處理過的空氣對室內送風的裝置。具有導入外氣維持室內空氣品質的功能。

④氣冷式熱泵冰水機
冷氣運轉時是利用冷媒冷卻導入外氣的裝置，暖氣運轉時則具有由外氣吸熱的功能。

⑤冰水－熱水管路
是由氣冷式熱泵裝置將冰水或熱水傳送到空調機等設備的傳送路徑。

⑥冰水－熱水泵
是傳送冰水或熱水用的動力設備。

⑦回風管
是由回氣口到空調機回氣的傳送路徑。

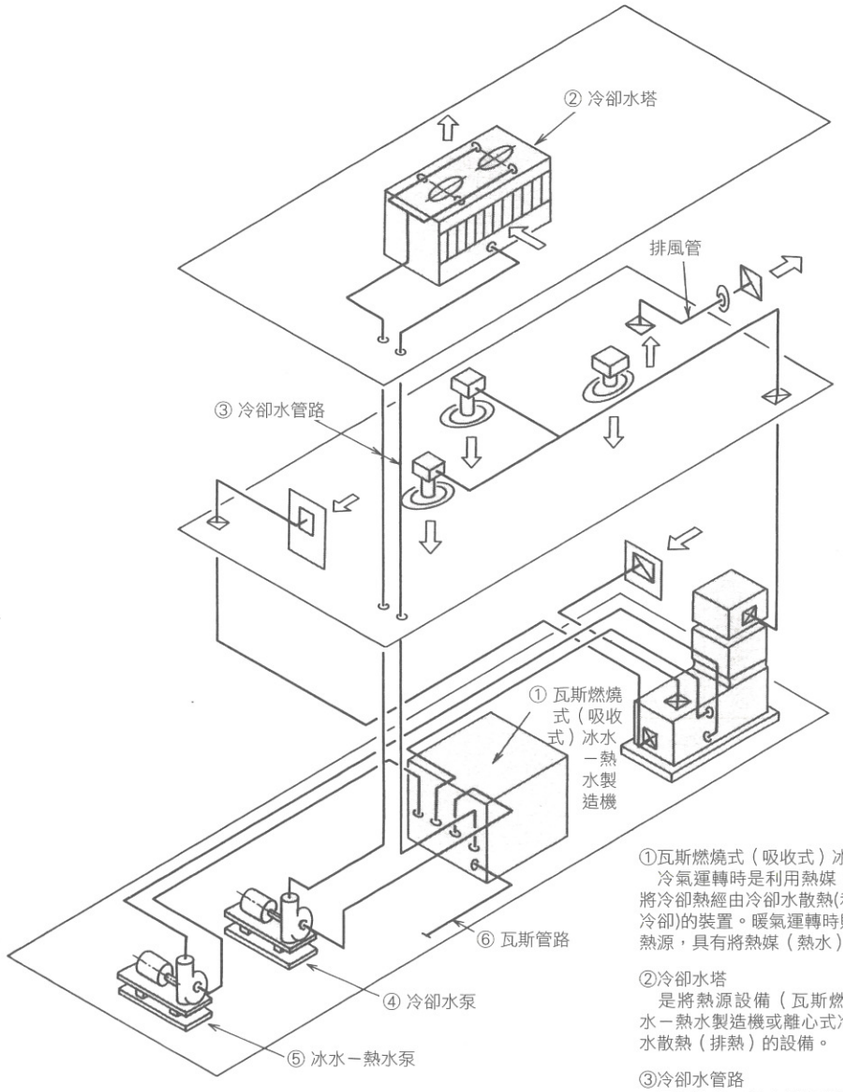
⑧外氣進風口
是導入新鮮外氣的導入口，因此設置的位置必需遠離排氣口或煙囪之處。

⑨送風管
是將空調機處理（熱的處理）過的空氣傳送到室內的傳送路徑。

實例二　氣冷式熱泵冰水機＋空調機方式

4-1-3 瓦斯燃燒式（吸收式）冰水－熱水製造機＋空調機方式

大型大樓常採用此種型式，是將熱源集中以提高系統運轉效率，且此種型式不需要使用碳氟化合物冷媒，有利於環保，因此廣泛的被採用。



①瓦斯燃燒式（吸收式）冰水－熱水製造機
冷氣運轉時是利用熱媒（冰水）進行冷卻，將冷卻熱經由冷卻水散熱(利用冷卻水吸熱進行冷卻)的裝置。暖氣運轉時則利用燃燒瓦斯作為熱源，具有將熱媒（熱水）加熱的功能。

②冷卻水塔
是將熱源設備（瓦斯燃燒式（吸收式）冰水－熱水製造機或離心式冷凍機等）用的冷卻水散熱（排熱）的設備。

③冷卻水管路
是由冰水－熱水製造機到冷卻水塔冷卻水的傳送路徑。

④冷卻水泵
是傳送冷卻水用的動力設備。

⑤冰水－熱水泵
是傳送熱媒用的動力設備。

⑥瓦斯管路
是提供一次能源瓦斯的傳送路徑。

實例三 瓦斯燃燒式（吸收式）冰水－熱水製造機＋空調機方式

4－2 空調系統與空氣線圖

空調的目的大致可區分為保持人類居住及工作環境的舒適性，及確保生產製程的品質二大類。對此二大類環境的要求，包含外在因素可以說是差異極大，因此有必要針對所要求的品質確實進行系統的檢討與選用。

本節將說明具代表性的空調系統，其在空氣線圖上的表示及在系統設計與規劃時如何應用空氣線圖。

4-2-1 定風量單一風管方式

(A)概要

定風量單一風管方式是最具代表性的方式，其構成則如**圖4－1**所示，利用空調機對室內定風量送風的方式。圖為空調區域有二個房間的系統，但依需要也可以設計為供應多個房間或一個房間的系統。

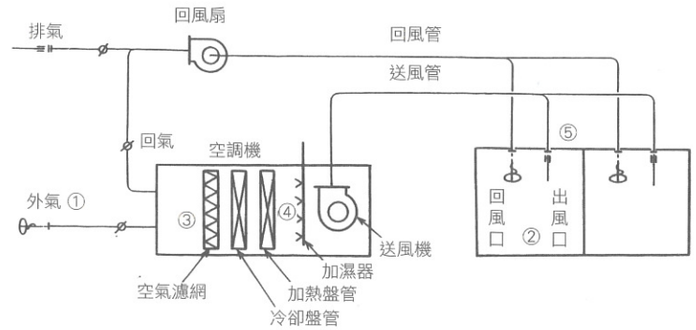


圖4－1 定風量單一風管方式

依室內負荷的變化，控制送風的乾球溫度，使室溫保持一定，濕度則是隨狀態變化。此型系統如要供應數個熱負荷特性不同的區域，則其他房間的溫度會偏離設定值，故也只能用於與該房間特性類似之區域。

(B)在空氣線圖上的狀態變化

(1)冷氣運轉時的狀態變化

各部位標準的溫、濕度狀態變化如**圖4－2**所示，狀態點③到狀態點④是冷卻盤管負荷，狀態點④到狀態點⑤則是因送風機產生的熱使空氣的溫度上狀態點⑤到狀態點②則是室內負荷產生的狀態變化。

室內顯熱負荷變化時，為保持使室內乾球溫度一定，有必要控制狀態點⑤出風點的乾球溫度。

(2)暖氣運轉時的狀態變化

各部位標準的溫、濕度狀態變化則如圖4－3所示，狀態點③到狀態點④是

▶ 何謂濕度隨狀態變化

除濕是隨冷卻盤管的狀態而變化。由於冷卻盤管的控制標的是室內乾球溫度，所以僅會對室內顯熱負荷變化進行控制，對濕度變化不會有控制，因此稱為濕度隨狀態變化。

送風機發熱的溫度上升

送風機送風溫度之上升與風機的靜壓成正比。一般皆可忽略此溫度上升值，但在要求控制精度較高的室內溫度或靜壓值極大的無塵無菌室系統等則必需注意此值。

▶ 風管產生的熱損失處理

送風管如較長時，由於從空調機的出口到室內的出風口會產生熱損失，因此必需將送風量略為加大或將此熱損失考慮為室內負荷。

加熱時送風機產生的熱

加熱時送風機產生的熱會使加熱盤管負荷降低，在安全上一般都忽略此值。

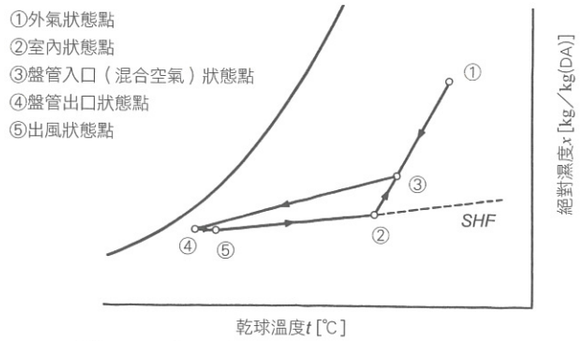


圖4－2 冷氣運轉時在空氣線圖上的狀態變化

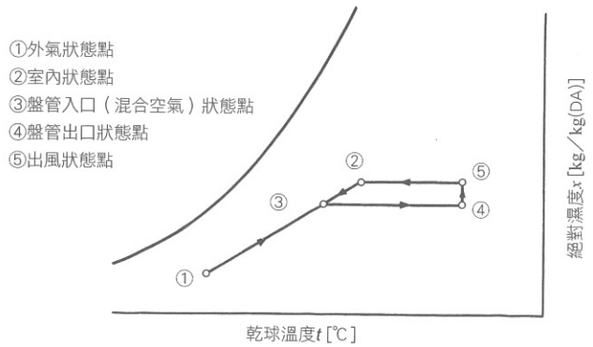


圖4－3 暖氣運轉時在空氣線圖上的狀態變化

保持室內環境品質必要的供氣量

室內負荷是用空調機的送風及室內送風機處理，送風量會較單一風管式略低，但為了保持室內環境塵埃的濃度要在標準範圍內，必需供應最低限的供氣 量。

加熱盤管負荷，狀態點④到狀態點⑤是加濕負荷，狀態點⑤到狀態點②則是室內負荷的狀態變化。室內顯熱負荷變化時，為保持室內乾球溫度一定，有必要控制狀態點④的乾球溫度。

室內濕度負荷的變化時，為保持室內濕度一定，有必要控制狀態點④到狀態點⑤的加濕量。

▶ 如何分擔室內送風機與空調機的負荷

首先為保持室內環境空氣品質決定空調機的送風量。

其次決定空調機在空氣線圖上的送風狀態點［冷氣運轉時的送風點是在（與室內等焓曲線上）或是（較室內的絕對濕度略低而有除濕效果的某一點），暖氣運轉時的送風狀態點則是在（與室內的絕對濕度相同、乾球溫度在室溫附近的某一點）］。最後由室內送風機所處理的負荷，是室內負荷減去上述空調機的熱負荷量。

4-2-2 定風量單一風管＋室內送風機方式

(A)概要

定風量單一風管＋室內送風機方式，是在基本的定風量單一風管系統中，於各房間設置室內送風機，用以個別單獨控制空調的方式，其構成則如**圖4－4**所示。此空調是以保持室內的環境品質為目的，對室內供應定量的空氣，再利用室內送風機對應室內負荷的變化。

而此種方式又可依室內送風機所處理的負荷，區分為建築物外圍負荷專用的室內送風機（Perimeter fan coil unit）與處理建築物內圍負荷用的室內送風機（Interior fan coil unit）二種。

(B)在空氣線圖上的狀態變化

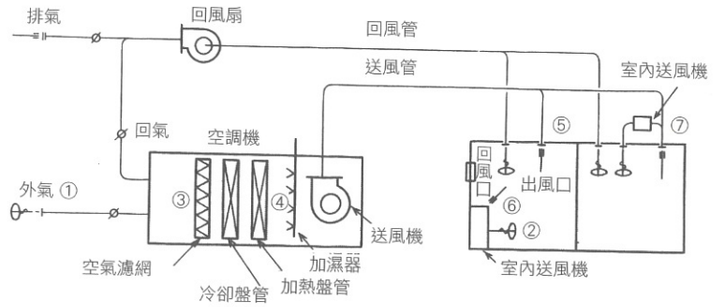


圖4－4 定風量單一風管+室內送風機方式

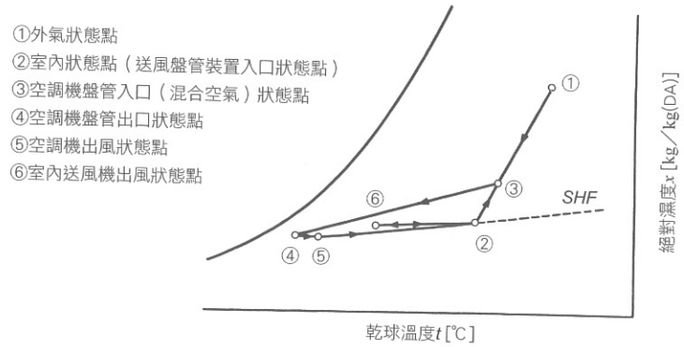


圖4－5 冷氣運轉時在空氣線圖上的狀態變化

(1)外圍室內送風機方式

(a)冷氣運轉時的狀態變化

各部位標準的溫、濕度狀態變化則如**圖4－5**所示，室內送風機盤管入口是室內空氣狀態點②，其狀態變化是沿著設備的顯熱比曲線變化，出風口空氣的狀態是狀態點⑥。

室內顯熱負荷變化而欲控制狀態點⑥的乾球溫度時，其控制方法有改變送風量及改變冰水流量二種方式。

(b)暖氣運轉時的狀態變化

各部位標準的溫、濕度狀態變化則如**圖4－6**所示，室內送風機盤管入口是室內空氣的狀態點②，其狀態變化則是沿著顯熱比（SHF）=1.0的曲線變化。

而為了順應室內顯熱負荷的變動使室內的乾球溫度保持一定，與冷氣運轉時相同的是控制狀態點⑥的乾球溫度。

室內潛熱負荷變化而欲保持使室內濕度一定，則可控制狀態點④到狀態點⑤的加濕量。

室內送風機的風量變化

由於是套裝式的商品， 因此也可以組合調速器自動控制風量，但考慮設備的費用，一般則都採用手動開關作分段式的控制。

室內送風機的水量變化

此控制方式較風量控制方式更為常用，也有內藏自動控制閥式的室內送風機。但此種方式如果水量較小時，則由於閥的特性會變成ON/OFF控制，使室內溫度波動。

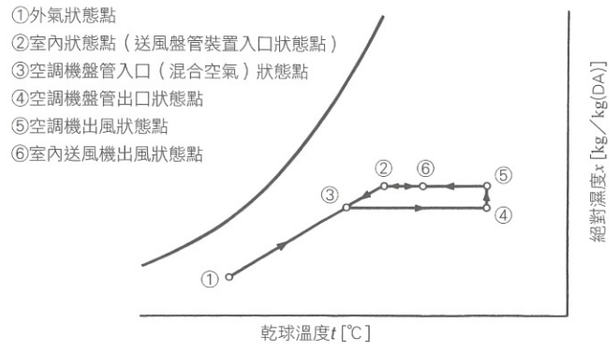


圖4－6 暖氣運轉時在空氣線圖上的狀態變化

(2)內圍室內送風機方式

(a)冷氣運轉時的狀態變化

各部位標準的溫、濕度狀態變化如**圖4－7**所示，盤管入口的狀態是室內空氣的狀態點②，其狀態變化則是沿著設備的顯熱比曲線變化。

狀態點⑦是空調機與室內送風機供氣的混合狀態點，狀態點⑦到狀態點②則是因室內負荷產生的狀態變化。

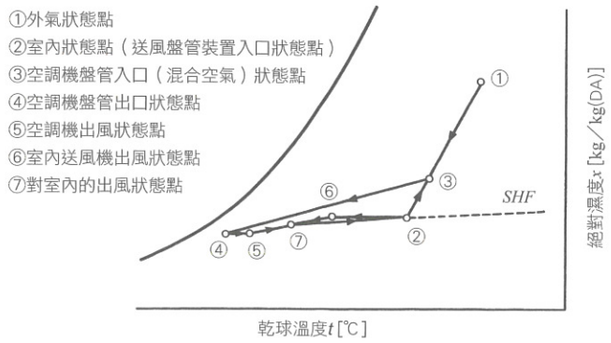


圖4－7 冷氣運轉時在空氣線圖上的狀態變化

又為了順應室內顯熱負荷的變動，與外圍室內送風機一樣，控制狀態點⑥的乾球溫度。

(b)暖氣運轉時的狀態變化

各部位標準的溫、濕度狀態變化如圖4－8所示，盤管入口的狀態是室內空氣的狀態點②，其狀態變化是沿著顯熱比（SHF）=1.0的曲線變化。

而狀態點⑦是空調機與室內送風機供氣的混合狀態點，室內負荷產生的狀態變化是由狀態點⑦到狀態點②的曲線。

室內顯熱負荷的變化時，欲保持室內乾球溫度一定，則與冷氣運轉時相

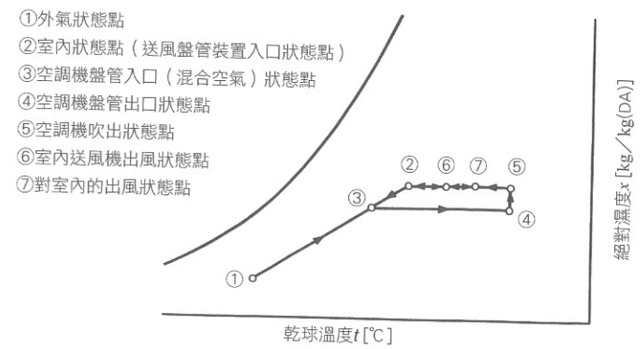


圖4－8 暖氣運轉時在空氣線圖上的狀態變化

同，控制狀態點⑥的乾球溫度。

室內濕度的變化，而欲使室內濕度保持一定，則可控制狀態點④到狀態點⑤的加濕量。

4-2-3 定風量單一風管＋再加熱方式

(A)概要

定風量單一風管＋再加熱方式是要防止定風量單一風管在冷氣運轉時，室內濕度的上升。其構成則如**圖4－9**所示。控制空調機出風的露點溫度，維持室內濕度一定。又為維持室內溫度一定，利用再加熱器控制送風的乾球溫度，使室溫保持在一定。

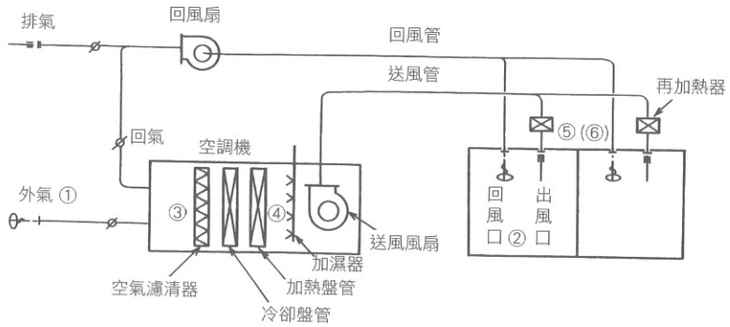


圖4－9 定風量單一風管+再加熱方式

溫度控制會造成熱損失

室內負荷包含顯熱負荷與潛熱負荷，一般的處理方式都是以顯熱負荷為主，潛熱負荷則隨態變化。

若要潛熱負荷處理，則必需將冷卻盤管冷卻到相對濕度90%以上，因而被冷卻到比室內顯熱負荷更低的過冷卻狀態，為了保持室內乾球溫度，必需再以加熱器將空氣加熱。

此加熱即是熱損失。

(B)在空氣線圖上的狀態變化

(1)冷氣運轉時的狀態變化

各部位標準溫、濕度狀態變化如**圖4－10**所示，空調機的出口狀態是依能處理室內顯熱的露點溫度而定。而再加熱器的作用則不是為了最大負荷時的狀態，而是在部分負荷時為了保持室溫而進行必要的加熱動作。又狀態點⑤到狀

▶ 濕度的個別控制

各房間的濕度如要個別控制時，則必需（空調機過除濕）＋（加濕器的加濕）。

由空調箱吹送除濕負荷最大房間所需的最低濕度的空氣到各房間，之後再依各房間的需要，利用再加熱器加熱或用再加濕器加濕。

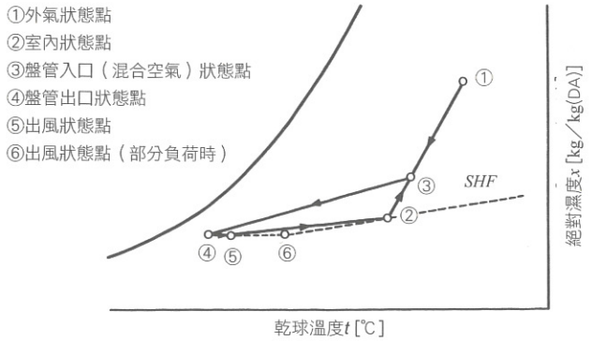


圖4－10　冷氣運轉時在空氣線圖上的狀態變化

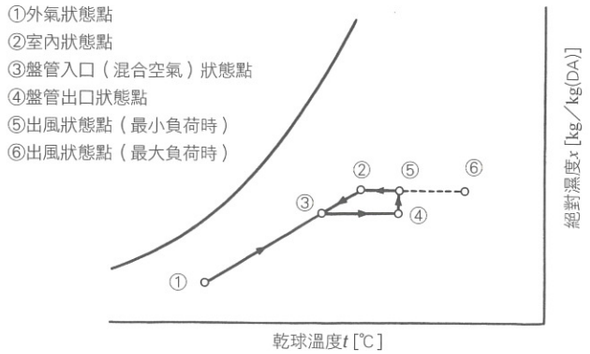


圖4－11　暖氣運轉時在空氣線圖上的狀態變化

確保室內環境品質的最小風量

依室內負荷比例控制送風量，會使供氣量降低，故要注意塵埃滯留在空氣中的問題。例如將可變風量裝置限制最小風量值等以對應。

又，空調箱之外氣量，為了維持室內CO_2濃度，亦應有保持最低外氣量之對策。

▶ 送風量與回風量的平衡

回風量會隨著送風量的變動而變化，如果送風量的變動幅度小時，則回風隨態變化應該沒有問題。但如果變動幅度大時，則必需設置回風機並與送風機連動，使室內送風量與回風量達到平衡。

態點②則是室內最大負荷時的狀態變化。

對室內顯熱負荷的變化，欲使室內乾球溫度保持一定，則可用加熱器加熱（增溫），控制送風達到狀態點⑥的狀態。

(2)暖氣運轉時的狀態變化

各部位標準的溫、濕度狀態變化則如**圖4－11**所示，空調機吹出空氣的乾球溫度，由最低室內負荷時所需加熱的熱量來決定。狀態點③到狀態點④是加熱負荷，狀態點④到狀態點⑤則是加濕負荷。

對室內顯熱負荷的變化，則與冷氣運轉時相同，可用再加熱器加熱，控制供氣達到狀態點⑥的狀態。

4-2-4　可變風量單一風管方式

(A)概要

可變風量單一風管方式是保持吹出空氣的乾球溫度一定，調整送風量的方式，其構成如**圖4－12**所示。室內負荷的變化時，控制送風量來保持室溫一定，此系統常應用在多個區域（多個房間）熱負荷特性不同，而使用同部空調機（主機）的空調系統。

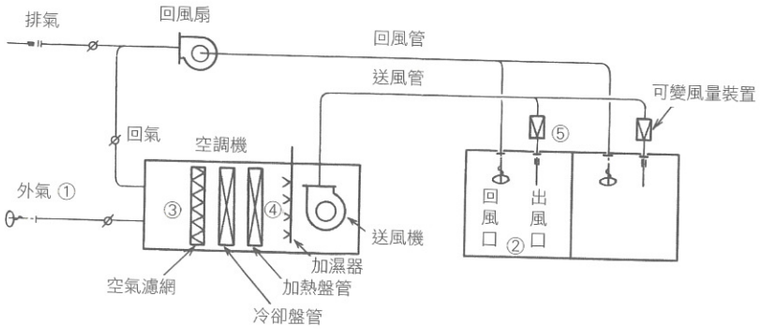


圖4－12　可變風量單一風管方式

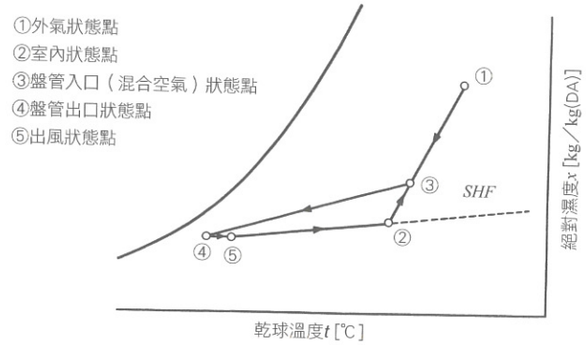


圖4－13　冷氣運轉時在空氣線圖上的狀態變化

(B)在空氣線圖上的狀態變化

(1)冷氣運轉時的狀態變化

各部位標準的溫、濕度狀態變化如**圖4－13**所示，空調機的出口狀態是依能處理室內顯熱負荷的露點溫度決定，是固定的狀態點。而可變風量裝置的作用並非在最大負荷時，而是在部分負荷時為保持室內溫度而做送風量的調整。狀態點⑤到狀態點②為室內負荷變化時的狀態變化。

室內顯熱負荷的變化時，為使室內的乾球溫度保持一定，則可利用調整送風量來控制，若顯熱比沒有急劇的變化時，在空氣線圖上並不會有所變化。

(2)暖氣運轉時的狀態變化

各部位標準的溫、濕度狀態變化則如**圖4－14**所示，空調機吹出空氣的乾球溫度是由室內最大負荷時以最大送風量，能使室溫達到設定值的狀態點來決定，與冷氣運轉時相同，此狀態點也是固定的。可變風量控制裝置並不是在最大負荷時動作，而是在部分負荷時為保持室內的溫度而調整送風量。狀態點③到狀態點④則是加熱盤管負荷，狀態點④到狀態點⑤則是加濕負荷。

室內顯熱負荷的變化時，則與冷氣運轉時相同的，也是利用可變風量裝置調

整送風量，以保持室內的乾球溫度在一定值。

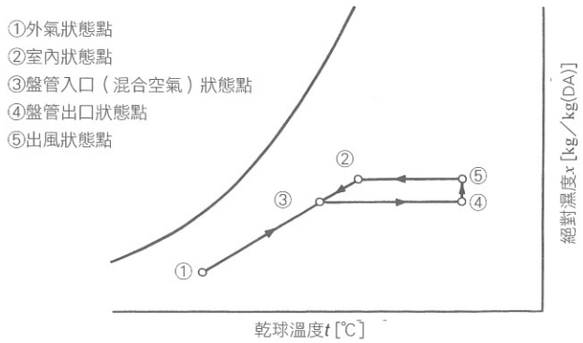


圖4－14 暖氣運轉時在空氣線圖上的狀態變化

▶ **何謂誘導式**

由空調機送出的一次側空氣，以噴嘴高速噴出，利用其噴流的誘導作用與二次空氣(室內空氣)混合，以一般溫差送風至室內的方式。

4-2-5 定風量單一風管＋誘導機方式

(A)概要

定風量單一風量＋誘導機方式，是將空調機處理過的一次空氣輸送到誘導機，再由誘導機高速噴出，使其與室內空氣混合以處理室內負荷，其構成如**圖4－15**所示。此型式因可利用空調機以高溫差送風，因此可以降低風量、並使風管更為小型化縮小風管的配置空間。但應注意因高速送風在風管所產生的噪音問題。

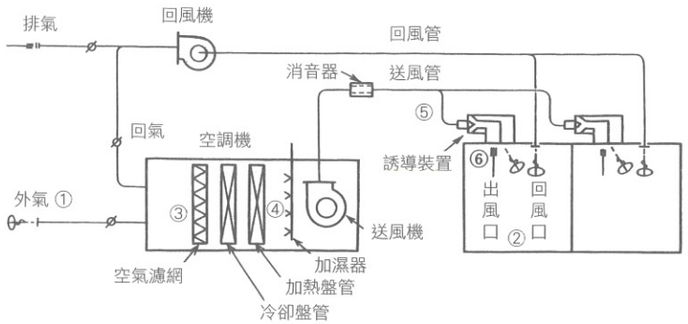


圖4－15 定風量單一風管+誘導機方式

(B)在空氣線圖上的狀態變化

(1)冷氣運轉時的狀態變化

各部位標準的溫、濕度狀態變化如**圖4－16**所示，其空調機在空氣線圖上的各狀態點及隨室內負荷變動的處理方式與定風量單一風管方式相同。而在空氣線圖上最大的不同點，則是此型空調機的供氣狀態點⑤與被誘導的室內空氣的狀態點②的混合狀態點⑥，是對室內吹送空氣的狀態點。狀態點⑥到

狀態點②則是因室內負荷所產生的狀態變化，假設在狀態點⑥誘導裝置的誘導比為R[－]時，則由下式可求出狀態點⑥的溫度為

$$t_6=\frac{t_5+Rt_2}{1+R} \qquad (4-1式)$$

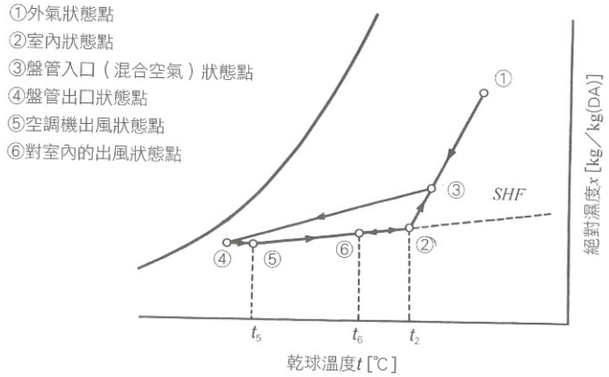


圖4－16 冷氣運轉時在空氣線圖上的狀態變化

(2)暖氣運轉時的狀態變化

各部位標準的溫、濕度狀態變化則如**圖4－17**所示，其空調機在空氣線圖上的各狀態點及隨室內負荷變動的處理方式則與定風量單一風管方式相同。而在空氣線圖上最大的不同點，則是與冷氣運轉時的狀態變化相同，其對室內的送風狀態是經誘導後狀態點⑥，而狀態點⑥到狀態點②則是因室內負荷所產生的狀態變化。

對代表性的空調方式，其特點及適合應用在何種類型的建築物，如**表4－1**所示。

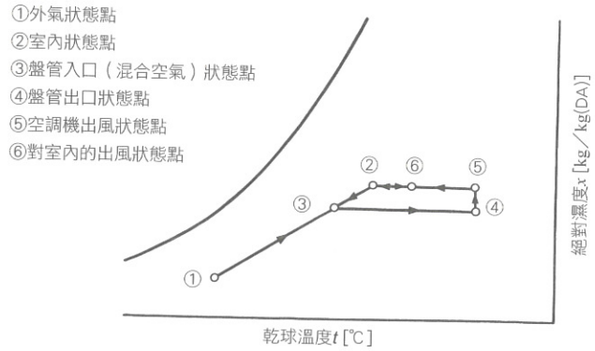
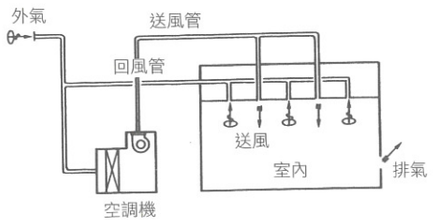
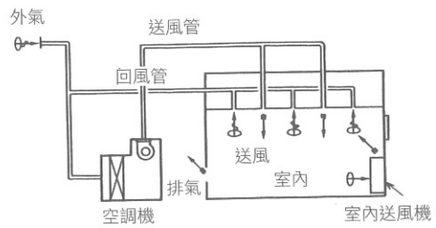
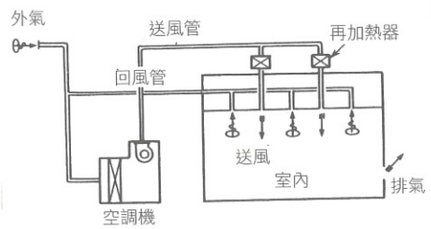
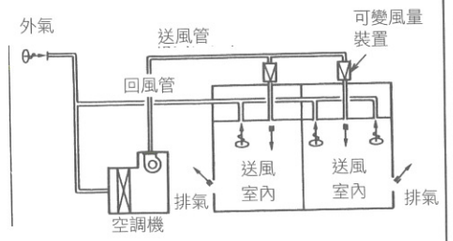
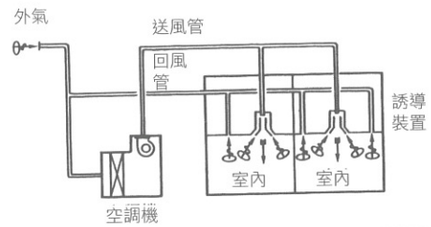


圖4－17 暖氣運轉時在空氣線圖上的狀態變化

表4－1　各種型式的應用實例

方式	系統流程圖	特點	適用的建築物
定風量單一風管方式		1)全空氣式，因此能充分的確保室內的換氣量，可進行與室內溫度及氣流分佈的高品質空調。 2)是較單純的方式，設備費用較便宜、且處理也較容易。 3)不能單獨（獨立）的運轉及控制。 4)由於媒介是採用空氣，熱容量較小，因此風管需使用較大的空間（風管較大型）。 5)運轉時通常都是大風量送風，因此送風動力較大。	辦公室 劇場表演廳 百貨公司 一般工廠
定風量單一風管＋室內送風機方式		1)水－空氣式，因此所需送風量較小，風管所需的空間較小（風管較小型）。 2)利用室內送風機送風，因此可獨立運轉與控制。 3)室內送風機所需的冰水－熱水管路是設置在室內的天花板內，因此有漏水的風險。 4)必需要有室內送風機的設置空間及維修的空間。	辦公室 飯店客房 醫院病房 學校 超級市場
定風量單一風管＋再加熱方式		1)全空氣式，因此與單風管式同樣的可確保室內換氣量的充足。 2)各個再加熱器可獨立的控制。 3)冷氣運轉時也可以進行室內濕度的控制。 4)由於在冷氣運轉時進行室內濕度的控制，因此過冷卻時需再加熱，會造成熱損失。	美術館 飯店宴會廳 製藥工廠 環境實驗室 大會廳
變風量單一風管方式		1)每台可變風量裝置可進行個別運轉與控制。 2)在部分負荷時可降低送風量，因此可降低送風動力的費用。 3)設備容量是考慮負荷變化的同時性來決定，因此整體容量可較定風量單一風管方式低。 4)送風量變小時室內的氣流分佈會惡化，因此也必需進行外氣量穩定供應的控制。 5)必需有因送風量降低仍可保持各房間供氣量與回氣量平衡的防範措施。	辦公室 一般工廠
定風量單一風管＋誘導機方式		1)適用於送風量較小，風管設置空間受到限制或要利用現有的風管但要提高空調的能力時採用。 2)由於是利用高溫差的方式將空氣供到室內，因此熱源設備與標準設備相較下，在冷氣運轉時必需供應低溫的冷媒，在暖氣運轉時則相反的需供應高溫的冷媒。 3)必需要有因一次空氣噴出時產生躁音的防範措施。	百貨公司 辦公室 一般工廠

4－3　系統與空氣線圖

4-3-1　熱負荷與空氣線圖

設計空調系統要活用空氣線圖時，必需先考慮系統的構成，空調系統與空氣線圖有密不可分的關係，如果系統改變則空氣線圖也會隨著改變。

此處將舉實例解說空調系統規劃設計時如何應用空氣線圖。若室內熱負荷條件如**表4－2**與**表4－3**所示，因本案例各區域負荷的形態類似，故規劃可採用一台空調機處理A+B二個區域（房間）的空調。而空調系統的方式則是採用一般的定風量一單風管的方式，控制則採取二個區域（二間房間）的平均值。

表4－2　室內及外氣的條件

	冷氣運轉時		暖氣運轉時	
	室內	外氣	室內	外氣
乾球溫度[℃]	26	35	22	0
相對濕度[%]	50	60	50	40

表4－3　室內負荷及外氣量

區域（房間）	室內負荷							外氣量（外氣流量）[m³／h]
	負荷類別	冷氣負荷(冷房負荷)[kW]				暖氣負荷[kW]		
		9:00	12:00	14:00	16:00	9:00	14:00	
A	顯熱	17.2	20.8	28.1	25.6	20.8	16.4	1100
	潛熱	2.1	2.1	2.1	2.1	0.0	0.0	
	全熱	19.3	22.9	30.2	27.7	20.8	16.4	
B	顯熱	10.6	13.9	19.7	18.6	13.9	10.6	800
	潛熱	1.5	1.5	1.5	1.5	0.0	0.0	
	全熱	12.1	15.4	21.2	20.1	13.9	10.6	
A+B	顯熱	27.8	34.7	47.8	44.2	34.7	27.0	1900
	潛熱	3.6	3.6	3.6	3.6	0.0	0.0	
	全熱	31.4	38.3	51.4	47.8	34.7	27.0	

(A)冷氣負荷時的空氣線圖

(1)步驟一：劃出室內、室外的狀態點

劃出設計的室內（空氣）狀態點②及外氣的狀態點①（如**圖4－18**所示）。

(2)步驟二：劃出顯熱比*SHF*曲線

最大負荷（14：00）時的負荷為

A+B　室內顯熱負荷　q_S=47.8kW

A+B　室內潛熱負荷　q_L=3.6kW

A+B　室內全熱負荷　q_T=51.4kW

顯熱比*SHF*則為

SHF=47.8／51.4=0.93

由設計上的室內狀態點劃出顯熱比*SHF*=0.93的曲線（如**圖4－19**所示）。

▶ 顯熱比的用法

所謂顯熱比，是顯熱量對全熱量的比。由基準狀態點[26℃(DB)50%]劃顯熱比線，由室內狀態點劃一條線與此線平行，吹出空氣的狀態點即是在此線上。

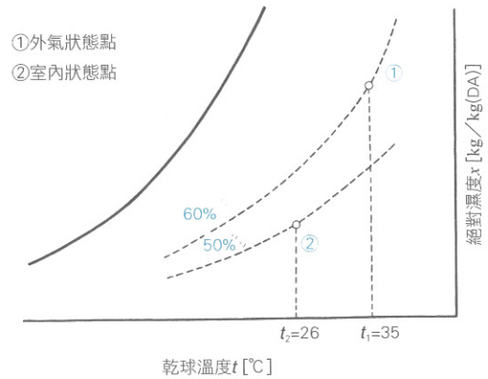


圖4－18 劃出室內、室外狀態點

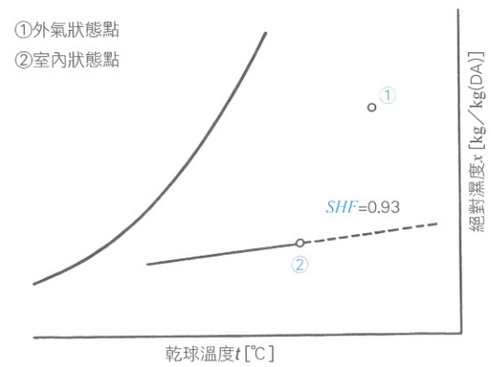


圖4－19 劃出顯熱比曲線

(3)步驟三：劃出出風口的狀態點

空調機盤管出口空氣的乾球溫度，依媒介之溫度（空調用冰水溫度，盤管入水7℃，出水12℃），大致在14～16℃左右。

而一般的空調則約為16℃左右，在顯熱比曲線上劃出吹出口狀態點⑤（如**圖4－20**所示）。

▶ **送風量的求法**
對室內送風量是依冷氣負荷算出，需核算此風量是否夠處理暖氣運轉時的負荷。

(4)步驟四：計算送風量

送風量Q_a可以由4－2式求出

$$q_s=c_p\frac{Q}{v_o}(t_2-t_5)\times\frac{1}{3600} \qquad (4-2式)$$

此處室內乾球溫度 t_2=26℃

吹出空氣乾球溫度 t_5=16℃

將4－2式改寫，則可得

$$Q=\frac{q_s v_o\times3600}{c_p(t_2-t_5)}=\frac{47.8\times0.83\times3600}{1.006\times(26-16)}=14200\text{m}^3/\text{h} \qquad (4-3式)$$

A+B區域的風量比（A區域與B區域的風量分配比例），則由

A區域的最大負荷 q_s(A)=28.1kW

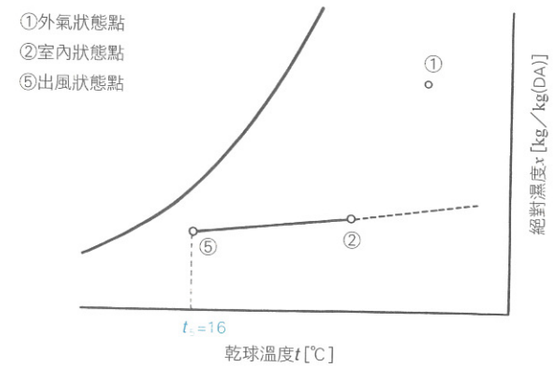


圖4－20 劃出出風的狀態點

B區域的最大負荷 q_s(B)=19.7kW

可求出A區域的送風量為

$$Q(\text{A})=Q\frac{q_s(\text{A})}{q_s(\text{A})+q_s(\text{B})} \qquad (4-4式)$$

$$=8300\ \text{m}^3/\text{h}$$

B區域的送風量為

$$Q(\text{B})=Q\frac{q_s(\text{B})}{q_s(\text{A})+q_s(\text{B})} \qquad (4-5式)$$

$$=5900\ \text{m}^3/\text{h}$$

(5)步驟五：劃出冰水盤管出口的狀態點

盤管出口的狀態點④與出風狀態點⑤之間，嚴格而論會有因風扇發熱等產生的熱損失，但由於在規劃時風量與盤管容量（能力）都留有餘裕（安全係數），因此常忽略此熱損失。若不計入此熱損失時，則狀態點④即為狀態點⑤。

若考慮送風機之發熱量使空氣溫度上升時，則其上升的溫度值Δt_1[℃]則可由4－6式求出。

$$\Delta t_1=\frac{P_s}{\rho\eta_F\eta_M\times1000} \qquad (4-6式)$$

此處 送風機必要靜壓 P_s=800Pa

空氣密度 ρ =1.2kg／m^3

送風機效率 η_F=0.60

電動機效率 η_M=0.90（電動機設置在機殼外時則不需此值）

將各數值代入式中即可求出

$$\Delta t_1=\frac{800}{1.2\times0.60\times0.90\times1000}=1.2℃$$

因此通過狀態點⑤依絕對濕度一定的狀態劃出Δt_1線，即可定出狀態點④（如**圖4－21**所示）。

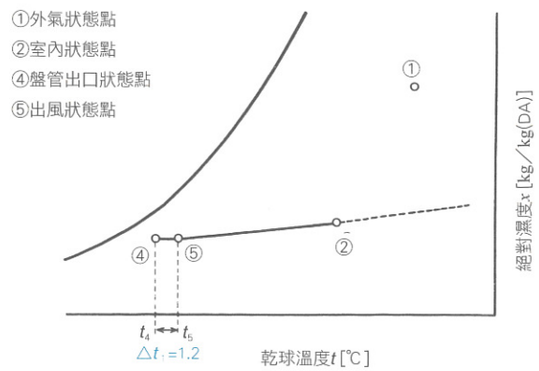


圖4－21　劃出冰水盤管出口的狀態點

(6)步驟六：劃出冰水盤管入口的狀態點

冰水盤管入口的狀態點是在室內狀態點與外氣狀態點連接的線上，而該狀態點則可以由4－7式求出。

$$\frac{t_3-t_2}{t_1-t_2}=\frac{Q_{OA}}{Q} \qquad (4-7式)$$

此處外氣量　Q_{OA}=1900 m^3／h

而4－7式可改寫為

$$t_3=\frac{Q_{OA}}{Q}(t_1-t_2)+t_2 \qquad (4-8式)$$

$$=27.2℃$$

因此可劃出冰水盤管入口的的狀態點③（如**圖4－22**所示）。

▶ **空調箱冷卻負荷的求法**

空調箱的冷卻負荷為外氣負荷、室內負荷與送風機發熱量的總合，故可由其各 個負荷單獨計算後再加總即可。但如果應用空氣線圖，則可由盤管出口與入口狀態值的差值導出。

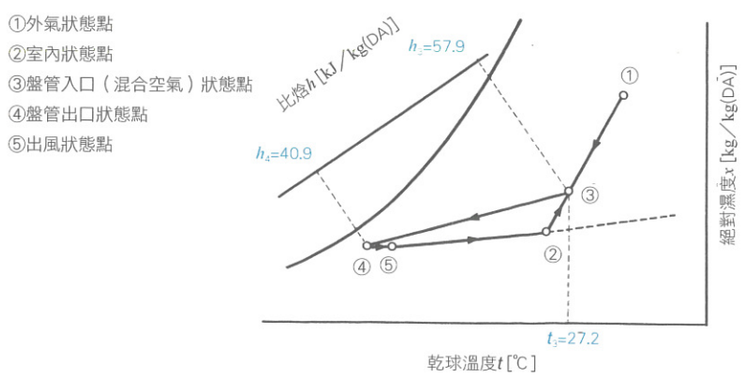


圖4－22　劃出冰水盤管入口的狀態點

(7)步驟七：計算冰水盤管負荷

冰水盤管的處理負荷q_c可由下式求出。

$$q_c=\frac{Q}{v_o}(h_3-h_4)\times\frac{1}{3600} \qquad (4-9式)$$

$$=\frac{14200}{0.83}\times(57.9-40.9)\times\frac{1}{3600}$$

$$=80.8kW$$

(B)暖氣負荷時的空氣線圖

(1)步驟一：劃出室內、室外、及盤管入口的狀態點

劃出設計的室內狀態點②、外氣狀態點①及盤管入口（混合空氣）的狀態點③（如**圖4－23**所示）。

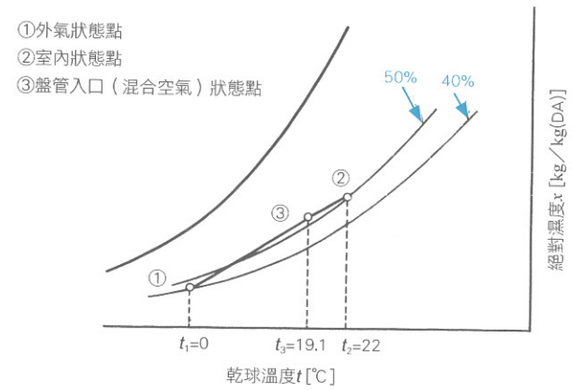


圖4－23　畫出室內外空氣及盤管入口空氣狀態點

(2)步驟二：劃出出風狀態點

出風狀態點的乾球溫度可由4－10式求出。

$$q_S=c_p\frac{Q}{v_o}(t_5-t_2)\times\frac{1}{3600} \qquad (4-10式)$$

而4－10式則可改寫為

$$t_5=\frac{q_s v_o\times3600}{c_P Q}+t_2 \qquad (4-11式)$$

$$=\frac{34.7+0.83+3600}{1.006\times14200}+22$$

$$=29.3℃$$

▶ **熱水分比的用法**

水加濕

u = 0 kJ/ kg

以蒸氣加濕

u=2680kJ/kg。

因此即可劃出出風的狀態點⑤（如**圖4－24**式所示）。

(3)步驟三：劃出盤管出口的狀態點

盤管出口的狀態點④是在通過狀態點③沿絕對濕度一定的線上，而其位置則依加濕的方式而不同。

如採用水加濕的方式時，則經狀態點⑤依熱水分比$u=t_w$（加濕水的水溫）所劃的線與經狀態點③沿絕對濕度一定所劃的線的交點，即為盤管出口的狀

態點④。而此狀態點即使設為濕球溫度保持一定，在實用上也沒有問題（如**圖4－25**所示）。

而如果是採用蒸氣加濕方式時，若蒸氣的溫度為100℃，則由狀態點⑤依熱水分比u=2680kJ／kg所劃的線與狀態點③沿絕對濕度一定所劃的線的交點，即是狀態點④（如**圖4－26**所示）。

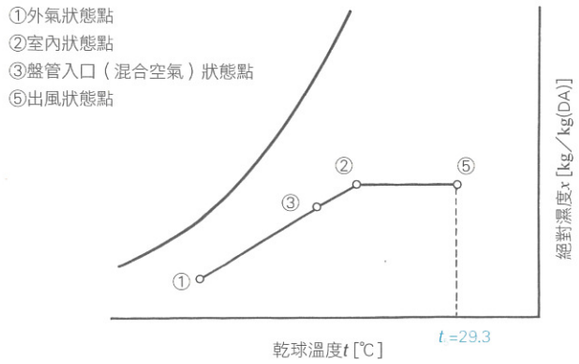


圖4－24 劃出出風空氣的狀態點

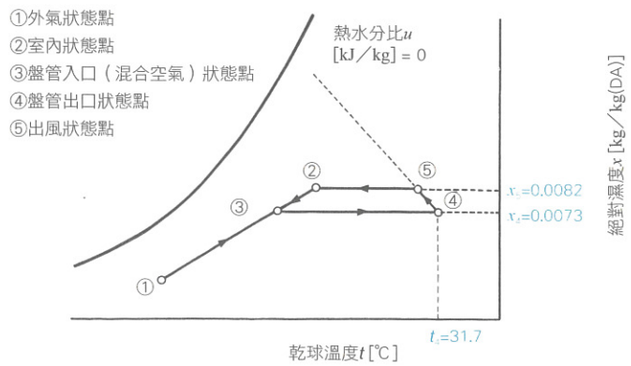


圖4－25 劃出盤管出口的狀態點（水加濕的方式）

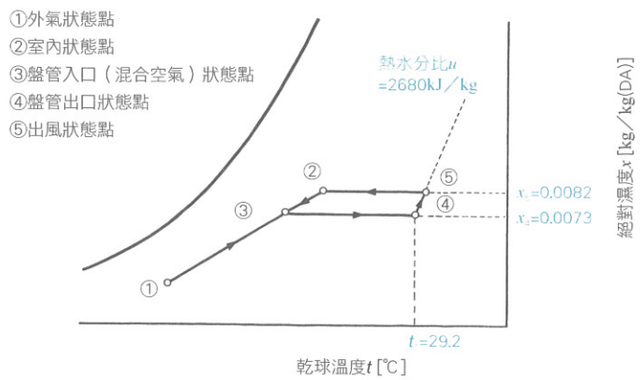


圖4－26 劃出盤管出口的狀態點（蒸氣加濕的方式）

(4)步驟四：計算加熱盤管負荷

加熱盤管的處理負荷，可由4－12式求出。

$$q_h=c_p\frac{Q}{v_o}(t_4-t_3)\times\frac{1}{3600} \qquad (4-12式)$$

水加濕方式時為

$$q_h=1.006\times\frac{14200}{0.83}\times(31.7\text{-}19.1)\times\frac{1}{3600}=60.2\text{kW}$$

蒸氣加濕方式時為

$$q_h=1.006\times\frac{14200}{0.83}\times(29.2\text{-}19.1)\times\frac{1}{3600}=48.3\text{kW}$$

(5)步驟五：計算加濕負荷

加濕負荷（加濕量）可由4－13式求出。

$$L=\frac{Q}{v_o}(x_5-x_4) \qquad (4-13式)$$

$$=\frac{14200}{0.83}\times(0.0082-0.0073)=15.4\text{kg／h}$$

4-3-2 控制與空氣線圖

上節說明了最大負荷時空氣線圖的應用，但實際上空調機在最大負荷的運轉時間極短，而相反的大部分的運轉都是在部份負荷的狀態。而部份負荷時的空氣線圖則與最大負荷時有所差異，會因控制系統而不同。此處為便於說明其差異，就室內負荷有變動而外氣條件不變的狀態加以說明。

控制的項目不同則空氣線圖也不同

依室內控制項目的不同，其空氣線圖也不同，例如以冷氣運轉時，只控制溫度?或控制溫度＋除濕？」會有很大的差異。

(A)定風量單一風管方式

(1)冷氣負荷時

部份負荷時的空氣線圖如**圖4－27**所示，因室內乾球溫度控制的目標，與最大負荷時相同。但並不控制濕度，因此濕度是隨之變化。首先計算出出風空氣的溫度差，考慮送風機發熱等影響，求出盤管出口的乾球溫度。盤管出口的相對濕度則依盤管的冷卻特性定為90～95%。而用此乾球溫度與相對濕度即可定出狀態點④與狀態點⑤。之後再由狀態點⑤依室內顯熱比所劃的線與室內乾球溫度線的交點求出狀態點②。

空氣線圖要依各房間各別繪製

數個區域要以一台空調箱空調時，可以繪製一張空調箱設計用的空氣線圖，也可以依各個房間各別繪製。

空調箱的線圖是表示各區域的平均值，由各區域的空氣線圖則可以核對各房間的狀態點與目標值之差異值。

(2)暖氣負荷時

部份負荷時的空氣線圖如**圖4－28**所示，因室內的乾球溫度控制的目標，與最大負荷時相同。而濕度也是控制的目標，這也與最大負荷時是相同的，亦即室內狀態點與最大負荷時是相同的。

而在空氣線圖上最負荷時與部份負荷時的差異，則是在出風空氣溫度差的增減，亦即僅是狀態點④與狀態點⑤的變化而已。

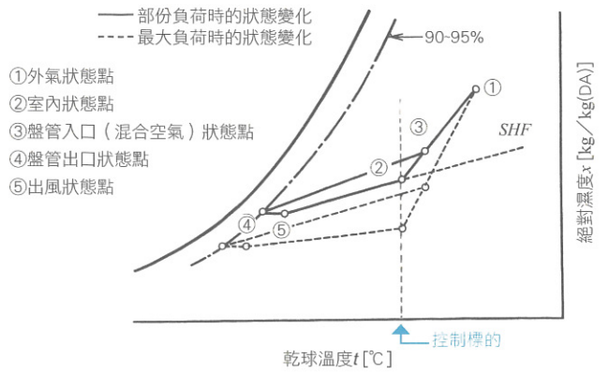


圖4－27 冷氣部份負荷時的空氣線圖

控制難以做到十全十美

室內負荷包含顯熱負荷與潛熱負荷，而各區域的負荷變動形態也不同。控制若以十全十美能滿足最高需求的房間來控制，則如有一個房間有除濕的需求，空調機就要有除濕的功能，而在其他不需要除濕的房間則再行加濕，因此空調系統變成高運轉成本與高設備成本的系統。

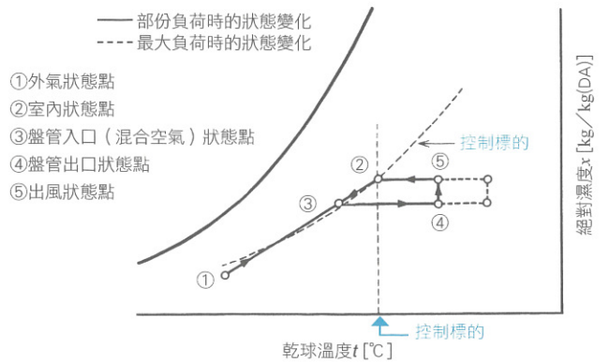


圖4－28 暖氣部份負荷時的空氣線圖

(B)定風量單一風管再加熱方式

(1)冷氣負荷時

部份負荷時的空氣線圖如**圖4－29**所示，此狀態時室內乾球溫度及濕度是控制的目標，這與最大負荷時是相同的，亦即狀態點②是與最大負荷時的狀態點是相同的。

先由狀態點②依室內顯熱比劃線，並將由室內負荷計算出的出風溫度差沿此線劃出狀態點⑥。另一方面狀態點④的絕對濕度則是與狀態點⑥相同，相對濕度則依盤管的冷卻特性大致定為90～95%左右。由於受送風機發熱等的影響，由狀態點④溫度會略為上升，經由空調機供氣到各再加熱器，且為了將溫度控制在設定的室內目標值，再加熱器會將空氣溫度加熱至狀態點⑥的狀態。

(2)暖氣負荷時

部份負荷時的空氣線圖如**圖4－30**所示，此狀態時室內乾球溫度是控制的

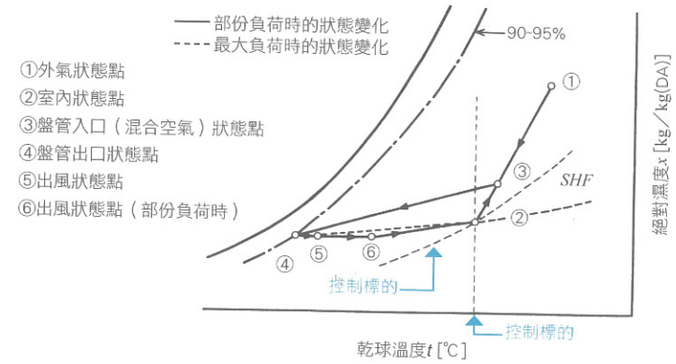


圖4－29 冷氣部份負荷時的空氣線圖

也可做到省能源

變風量方式是依室內負荷降低的比率減少送風量，來降低送風機的動力以達成省能之目的。

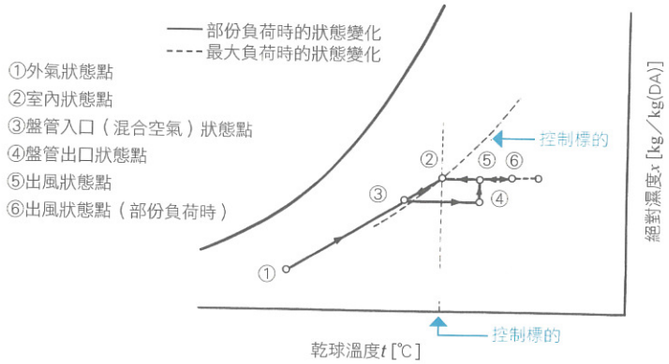


圖4－30 暖氣部份負荷時的空氣線圖

目標，這與最大負荷時是相同的，而濕度亦是控制的目標，這也與最大負荷時是相同的，亦即狀態點②與最大負荷時相同。而暖氣部份負荷時空調機的空氣線圖與最大負荷時是相同並無變化，但再加熱器在空氣線圖上則會有差異，其差異則是再加熱器的加熱量會減少，狀態點⑥會變化。

(C)變風量單一風管方式

(1)冷氣負荷時

部份負荷時的空氣線圖如**圖4－31**所示，室內乾球溫度是控制的目標，這與最大負荷時是相同的，而濕度則是隨狀態變化。此型系統為隨負荷變化控制送風量的方式，冷氣在部份負荷時在空氣線圖上與最大負荷時的差異，是在因室內顯熱比變動產生的室內濕度的變化。

(2)暖氣負荷時

部份負荷時的空氣線圖如**圖4－32**所示，室內乾球溫度是控制的目標，這與最大負荷時是相同的，而此狀態濕度也是控制的目標，這也與最大負荷

時是相同的。亦即此時室內的狀態點與最大負荷時相同，且在空氣線圖上最大負荷時與部份負荷時並沒有差異。

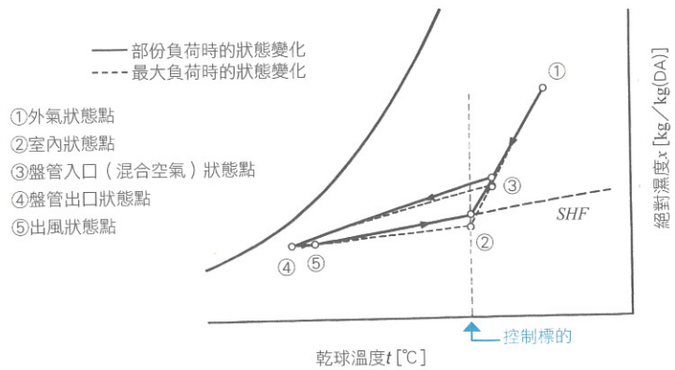


圖4－31　冷氣部份負荷時的空氣線圖

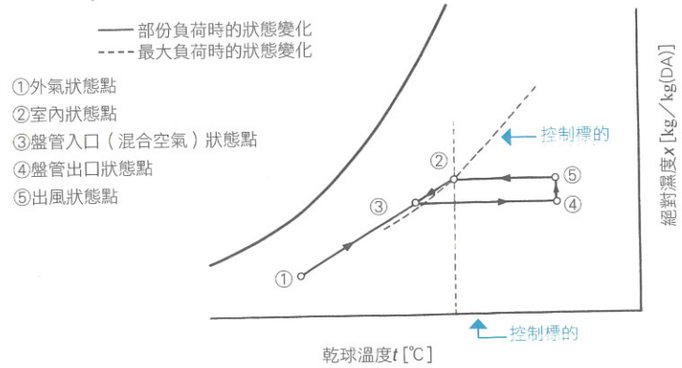


圖4－32　暖氣部份負荷時的空氣線圖

4－4　應用實例

4-4-1　半導體工廠

半導體工廠發展了最先進的無塵無菌室（Clean room）技術，其所使用的無塵無菌室除了清淨度的要求之外，對溫度、濕度的管理要求也極嚴格，且其使用的空間有廣達數千平方公尺（㎡），因此為保持其空氣的清淨度，對換氣次數的要求也極高，由於是每天24小時運轉，因此能源的消耗量也極大。

半導體工廠空氣的循環量非常的大，熱負荷通常為顯熱負荷，因此所採用的無塵無菌室大都是備有外氣處理功能的空調機與乾燥盤管的組合方式，其標準的系統構成則如圖4－33所示。

R-1	燃油型吸收式冰水－熱水機	2座	EXT-1	膨脹水箱（不銹鋼製）	2座
CT-1	吸收式冰水－熱水機用冷卻水塔	2座	B-1	小型貫流式鍋爐	1座
CDP-1	冷卻水泵	2台	AHU-1	外氣處理機（包含粗粒塵埃中性能濾網）	1台
CP-1	一次冰水泵	2台			
CP-2	二次冰水泵	1台	DC-1	乾燥用盤管	10台
HEX-1	平板式熱交換器（不銹鋼製）	1座	EA-FAN	排氣風扇	1台

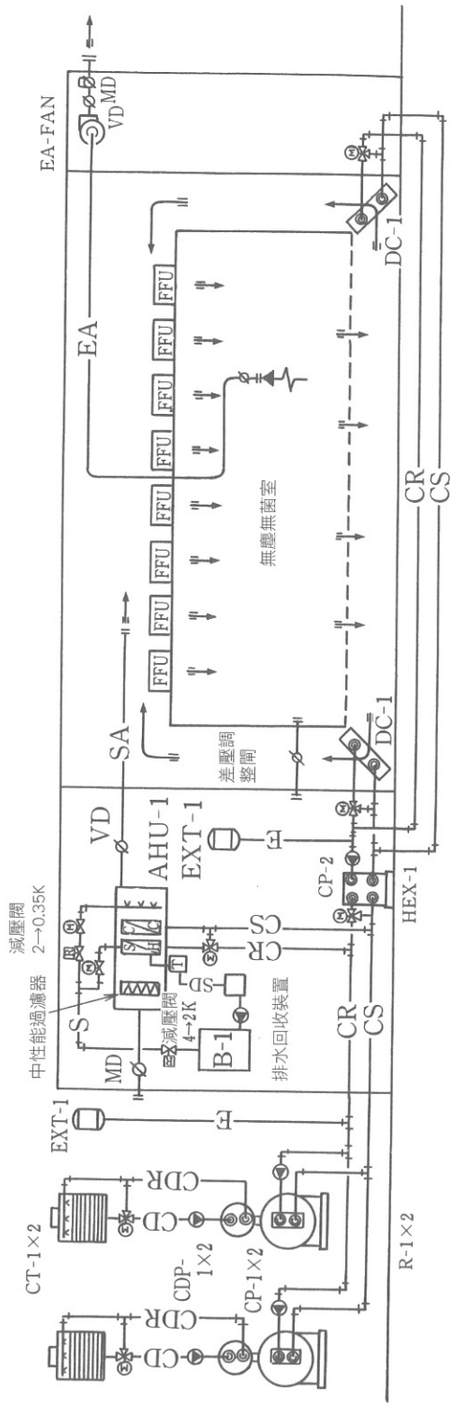


圖4－33　外氣處理機＋乾燥盤管式的無塵無菌室系統構成實例

乾燥盤管之冰水進水溫度保持室內空氣的露點以上，盤管則沒有除濕的功能。由於盤管的表面不會結露，因此不會附著污垢。一般是將室內的循環空氣全數通過盤管，也只處理半導體工廠內部的顯熱負荷。

另外外氣處理式空調機是為處理半導體工廠內生產設備所產生的顯熱。送風的條件，夏季是冷卻除濕、冬季則是加熱加濕的控制方式，來維持室內空氣的露點在一定值。

何謂乾燥盤管

不除濕。
通過盤管的空氣其絕對濕度不變。
不會附著污垢。

圖4－34所示為外氣處理機在空氣線圖上的狀態變化，而**圖4－35**所示則為乾燥盤管在空氣線圖上的狀態變化。

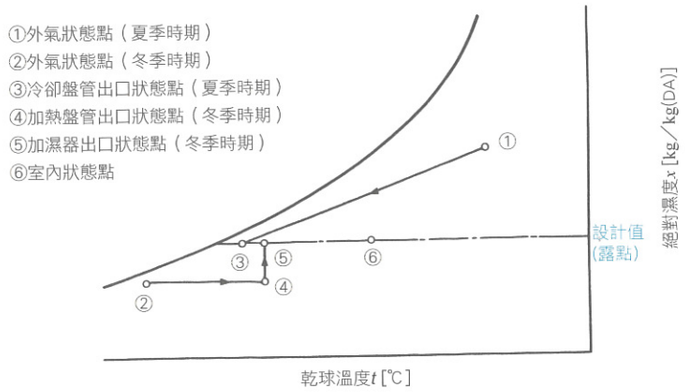


圖4－34　外氣處理式空調機在空氣線圖上的狀態變化

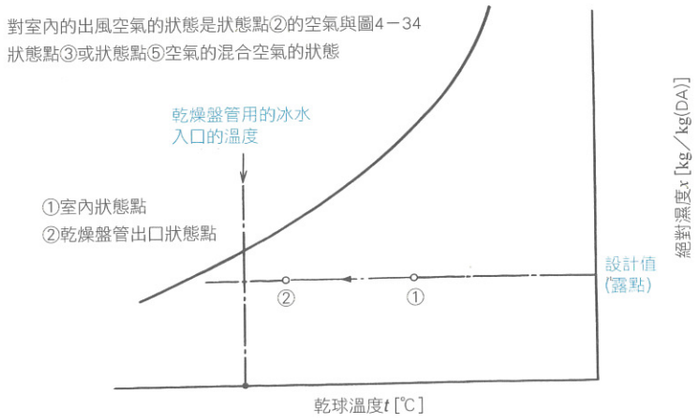


圖4－35　乾盤管式在空氣線圖上的狀態變化

4-4-2　恆溫恆濕室

恆溫恆濕室在各類實驗室、研究室或生產工廠等常被採用，有以人為適用對象，也有以商品的製造為適用對象，依其規格、精度、規模及應用的設備類型極多。而任何恆溫恆濕室的應用，其目的都是要保持室內的環境品質，避免發生生產產品或實驗結果的偏差。

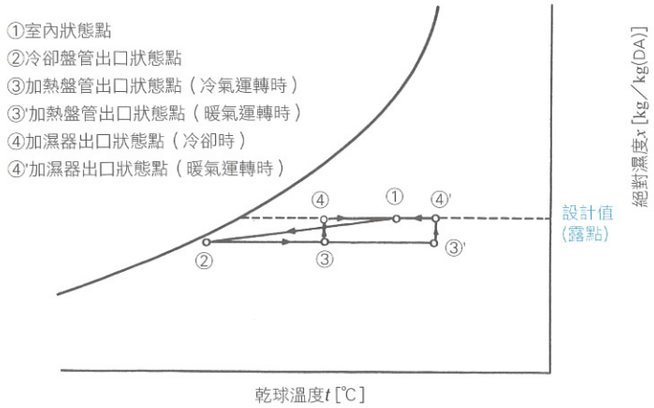


圖4－36　控制冷卻盤管出口溫度保持在露點溫度以下的方式在空氣線圖上的狀態變化

一般而言空調機都備有冷卻盤管、加熱盤管與加濕器，可以將室內空氣冷卻除濕，或依室內負荷的變動進行加熱（再加熱）與加濕。控制之基本方式通常為檢知流經冷卻盤管空氣的出口溫度，並使其保持在露點溫度以下。由於箱型空調機也可容易的作為恆溫恆濕室應用，因此被廣泛的採用。而此型系統在空氣線圖上的狀態變化，則如**圖4－36**所示。

▶ 溫濕度的偏差極少

依室內溫度、濕度容許範圍內，設定送風條件，則很少會產生溫濕度偏差。

若室內的溫度與濕度條件，其容許的範圍嚴格限制在±1.0℃、±10%以內時，則必需明確的定出此容許範圍是在控制用感知器的安裝位置處或者是全室內。如果是全室內的容許範圍，則出風空氣的狀態必需設定在該容許範圍內，且如果有限定出風空氣的濕度差範圍時，則隨著換氣量的增加再加熱的負荷也會隨著增加。而如果是採用控制冷卻盤管的出口溫度保持在露點溫度以下的方式時，則由於冷卻盤管的負荷是固定在最大值，因此此時即使是室內的冷卻負荷減少時，也會造成能量損失的增加。

為了要達到節約能源的效果，有採用如下所論述的系統。此型系統冷卻盤管的控制，是採用同時檢知室內的溫度與室內的濕度。

可節約能源

並非只將冷卻盤管溫度保持在露點溫度以下而已。

如果是溫度控制的需求較大時，則系統會利用冷卻盤管進行溫度控制，且濕度控制會使加濕器運轉。此時在空氣線圖上的狀態變化則如**圖4－37**所示。

如果是濕度控制的需求較大時，則系統會利用冷卻盤管進行濕度控制，溫度控制則由加熱盤管來進行。在空氣線圖上的狀態變化則如**圖4－38**所示。

若送到冷卻盤管的冰水或冷媒溫度低到某程度時，通過冷卻盤管的空氣在溫度下降到露點時會在冷卻盤管表面結露，而隨室內的負荷狀況選擇冷卻盤管是要用溫度的方式控制或是要用濕度的方式控制，在部分負荷時可節省能源。

4-4-3　紙的乾燥

紙的二次製品有照片用的相片紙、資訊處理用紙（感熱紙、感壓紙）等，這些用

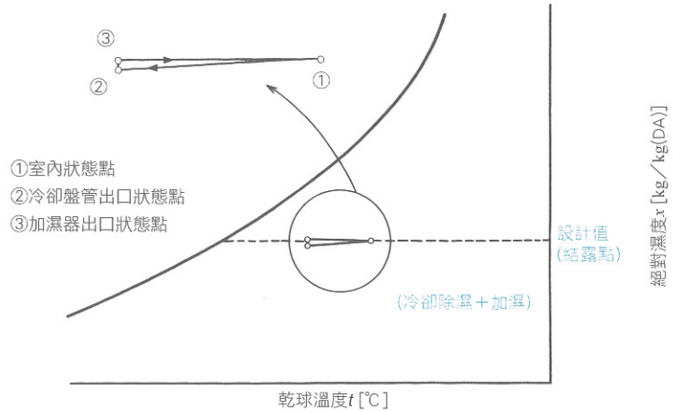


圖4－37 選擇要用溫度或濕度控制冷卻盤管的方式其在空氣線圖上的狀態變化（溫度控制需求較大時）

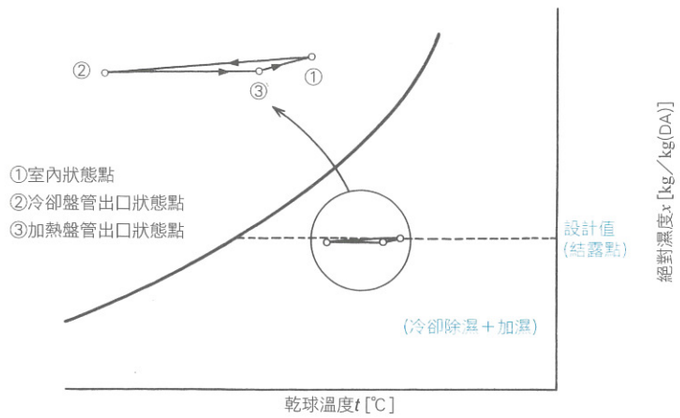


圖4－38 選擇要用溫度或濕度控制冷卻盤管的方式其在空氣線圖上的狀態變化（濕度控制需求較大時）

紙的製造都是先將紙捲成紙捲，再連續性的送出並在其表面上塗佈塗料薄膜，之後經風乾後再捲成紙筒狀。

除紙之外，在聚脂薄膜上塗布磁性體做成錄音帶或錄影帶皆以同樣之方法製造。空氣的乾燥能力與該空氣溫度和該空氣在等焓變化時的露點溫度差成正比，溫度愈高、濕度愈低的空氣，則乾燥的能力愈強。

空氣的乾燥能力

要提高乾燥能力，則必需在容許範圍內提高溫度或降低濕度。

乾燥工程則是將塗有塗料材質的紙通過隧道式的空間（booth），並在空間內送入乾燥用的空氣，將塗佈的塗料乾燥。而乾燥所應用的空氣則依要乾燥的產品而不同，例如照片用的相片紙，其塗佈的材質因不耐高溫，因此大都在60℃以下、潔淨度高的無塵無菌室。

乾燥裝置的型式極多，如**圖4－39**所示則為拱（Arch）型乾燥機其乾燥區域設備的構成案例。

在開始的乾燥區域，吹出的空氣吸收塗佈材質的水分，使其絕對濕度上升、溫度

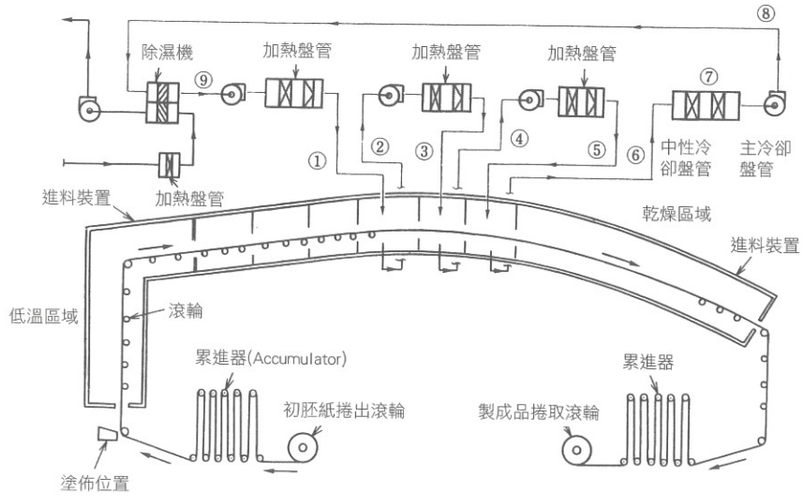


圖4－39 拱型乾燥機三區域（三段）空氣循環式系統的構成例（○內的數字與圖4－40中的編號對應）

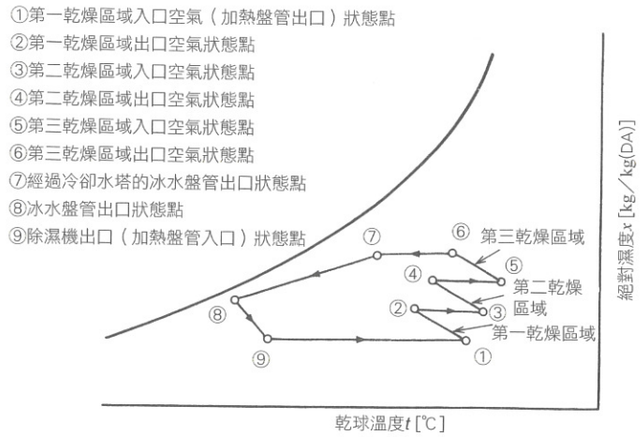


圖4－40 照像用的相片紙乾燥流程在空氣線圖上的狀態變化（三區域循環方式）

下降。將此空氣再加熱之後在第二區域再吹出，而此再吹出的乾燥空氣仍會因塗佈的材質仍含有水分，絕對濕度會再升高。如此反覆的進行相同的步驟，最後乾燥用空氣的溫度即會到達上限、絕對濕度也會升高以致到沒有乾燥的能力。因此系統再將此沒有乾燥能力的空氣冷卻除濕，並經由除濕機將濕度降至第一區域的乾燥空氣狀態，之後再加熱再送到第一乾燥區域去循環利用。如此利用比外氣焓值更低、清淨度高的空氣循環利用，以達到節約能源的目的。

▶ 循環空氣以區域吹送方式達到節約能源的目的

各空調區域雖可各自設定其除濕、冷卻等送風條件，但其消耗能源較大。因此在乾燥能力未明顯下降的範圍內決定其循環空氣。

塗佈的材質，則每次經過乾燥區時水分含量即會漸次的降低最後直至完全乾燥。而此系統乾燥所需的乾燥區域數、送風量與空氣條件，則依紙張的傳送速度與塗佈材質的塗佈量而定。

而照像用相片紙的乾燥流程在空氣線圖上的狀態變化，則如**圖4－40**所示。

資訊處理用紙，則由於其塗佈的材質可以耐高溫，因此應用的乾燥空氣溫度可以高達150～160℃。而其使用的空氣則是導入外氣，一般都是將導入的外氣用蒸氣盤管加熱之後再輸送到乾燥隔間，且吸收塗佈材料的水分絕對濕度升高後則直接排出不再使用。而下一區域的乾燥用空氣則也是同樣的導入外氣，同樣經加熱後再輸送到乾燥空間。其乾燥所需的乾燥區域數、送風量與空氣條件與相片紙同樣的，是由紙張的傳送速度及塗料的塗佈量決定。

資訊處理用紙的乾燥流程在空氣線圖上的變化，則如**圖4－41**所示。

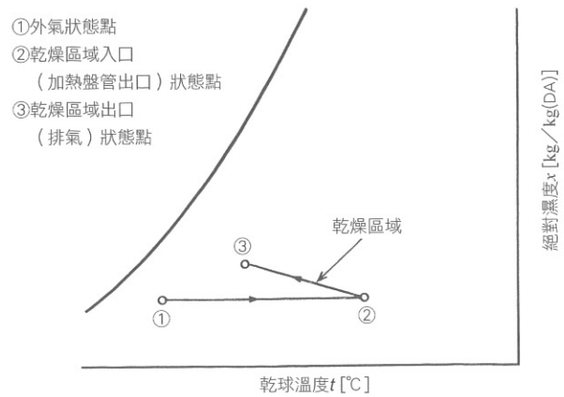


圖4－41 資訊處理用紙的乾燥流程在空氣線圖上的狀態變化（HC曲線圖）
（各乾燥區域直接（獨立）排氣的方式：乾燥空氣非循環使用）

4-4-4 防止冷卻水塔的白煙（霧氣）現象

何謂白煙

並非燃燒時所產生的煙，而是空氣中的水分變成過飽和狀態時所形成的霧，此動情景很像煙狀。

在季節交換期的下雨或冬季時常可看到冷卻水塔排出的空氣形成白煙（霧氣）的現象，這是由於這些排出的空氣幾乎都是接近飽和的狀態，而在擴散到大氣的過程中被冷卻，一時之間形成為過飽和霧狀的空氣。而這些類似白煙的霧氣不僅會妨礙視線，在有燈號之處或鐵塔、高速公路附近也會影響到視線，甚至在夜晚被霓虹燈照射時有可能會被誤認為是火警。

而要防止此白煙（霧氣）的形成，可以使冷卻水塔排出的空氣保持在非飽和的狀態，其對應的方法則有下述的二種。

(1) 經熱交換之後呈飽和狀態的空氣加熱，使其相對濕度降低後再排出。

(2) 經熱交換之後呈飽和狀態的空氣與經加熱後的大氣（空氣）混合，使其相對濕度降低後再排出。

應用(1)方式時冷卻水塔的構成如**圖4－42**，又其在空氣線圖上的狀態變化如**圖4－43**。應用(2)方式時冷卻水塔的構成如**圖4－44**，而其在空氣線圖上的狀態變化如**圖4－45**。

而這二種方式，加熱的熱源一般都是利用回流至冷卻水塔的熱水。防止白煙（霧氣）型冷卻水塔現已有市售的泛用品推出，且需求正逐步的擴大。

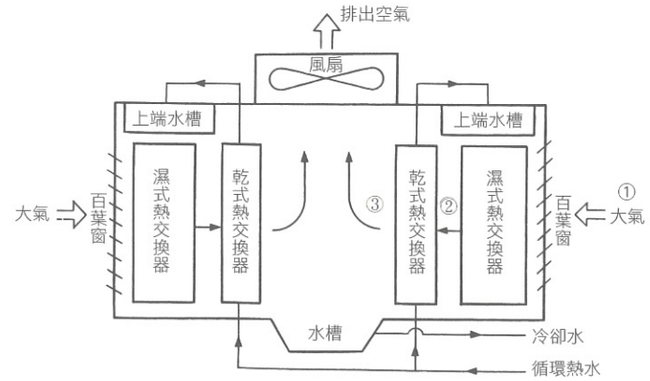


圖4－42 將冷卻水塔排出的空氣加熱防止白煙現象的冷卻水塔構造

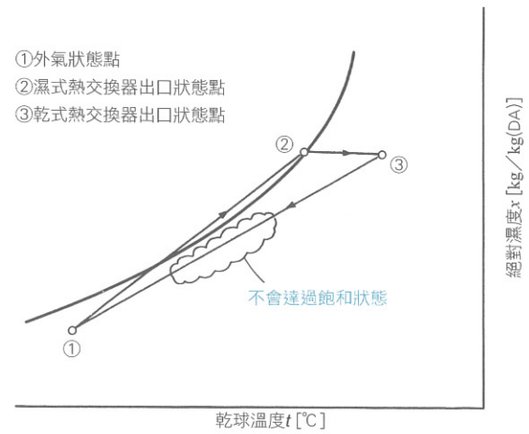


圖4－43 將冷卻水塔排出的空氣加熱防止白煙現象的冷卻水塔在空氣線圖上的變化

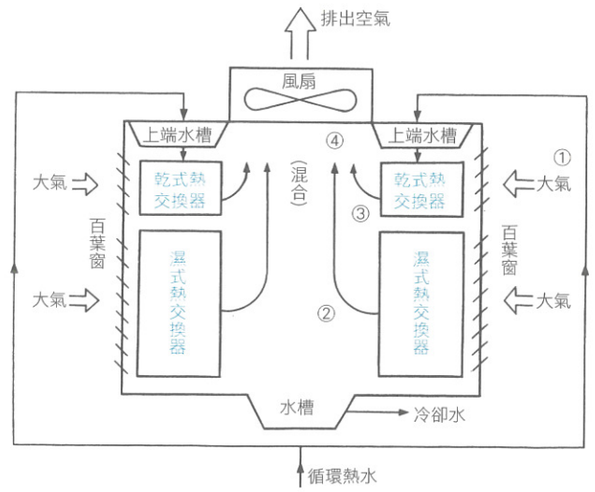


圖4－44 將冷卻水塔排出的飽和空氣與經加熱的外氣混合防止白煙現象的冷卻水塔構造

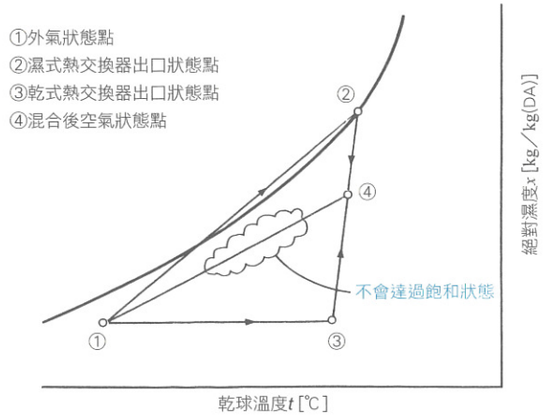


圖4－45 將冷卻水塔排出的飽和空氣與經加熱的外氣混合防止白煙現象的冷卻水塔在空氣線圖上的狀態變化

日常生活中所見到的白煙現象

產生白煙的現象，日常生活中亦常可見，如燒開水沸騰時，由於產生水蒸氣使周圍部分的空氣達到過飽和狀態因而產生沸水蒸氣的現象。而此蒸氣經擴散蒸發之後即會消失。

而在自然界也可以看到白煙的現象，例如冬季嚴寒的清晨，河川的表面會起霧，還有冬季的早晨，當朝陽照射在結霜的草坪上時，草坪會升起霧氣等。

這些現象都是相同的道理，同樣的都是由於水或霜的溫度一時高出周圍的空氣，因而產生水蒸氣，經與冷空氣混合後即形成霧的現象。

國家圖書館出版品預行編目資料

空氣線圖與空調系統應用/[編著]日本空氣調節、衛生工程學會[譯]張振燦[審訂]財團法人和泰環保公益事業基金會; -- 初版 -- 臺北市：科技圖書出版：成陽發行：2013年1月　　面：　公分含 參考書目;

ISBN：978-957-655-508-4(平裝)

1.建築物設備 2.空調工程 3.空調設備

441.64　　102000346

空氣線圖與空調系統應用

編　　著 / 日本空氣調節、衛生工程學會
譯　　著 / 張振燦
審　　訂 / 財團法人和泰環保公益事業基金會
出　　版 / 科技圖書股份有限公司
地　　址 / 台北市忠孝西路一段50號17樓之35室
電　　話：(02)2370-7080・傳真：(02)2370-6160
網　　址：http://www.techbook.com.tw/ 電子郵件：techbook@ms18.hinet.net
郵撥帳號：0015697-3　戶名：科技圖書股份有限公司
發 行 所 / 成陽出版股份有限公司
地　　址 / 桃園市春日路一段1492號4樓之8
電話：(03)358-9000・傳真：(03)355-6521
印　　刷 / 海王印刷事業股份有限公司
初版一刷 / 2013年 4 月
定　　價 / 新台幣300元

科技圖書—Since 1969

上準工程有限公司
TEL:2505-8077
FAX:2504-7355
台北市建國北路二段88號8F

『財團法人和泰環保公益事業基金會』簡介

創辦緣起：

落實節能減碳觀念，為地球盡心力為了推動環保節能減碳的觀念，並協助改善環境，進而創造美好人生的祥和社會。因此和泰興業成立了『財團法人和泰環保公益事業基金會』希望能把我們的理念傳達給大家，我們希望大家都能把環保當成是習慣，先由自己做起再推廣到身旁的每一個人，進而形成一個網路，一起為我們最愛的地球盡一分心力。

成立宗旨：

- 投入冷凍空調產業發展
- 提昇生活品質節能環保
- 創造美好人生祥和社會

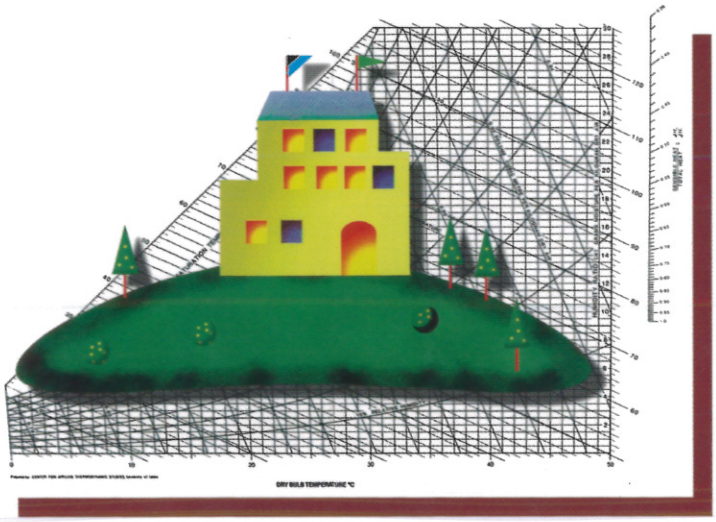
推廣領域：

傳達節能減碳觀念，倡導節能標章綠色消費

- 產業發展:
  最新冷凍空調技術引進，用科技為節能減碳盡力
- 產學教育:
  培育冷凍空調產業人才，落實環保的觀念於教育
- 節能標準:
  協助環保節能標準設定，推廣節能標章綠色消費
- 知識傳導:
  正確認知設備使用維護，節能減碳好習慣的養成
- 社會事業:
  提昇社會資源正確使用，避免社會資源任意浪費
- 公益活動:
  醫療院所空氣品質提昇、協助綠建築、節能減碳環保法案的推動

空氣線圖與空調系統應用

日本空氣調節、衛生工程學會／編著　　張振燦／譯



ISBN 978-957-655-508-4
00300
9 789576 555084