

儲冰式空調系統之最佳化設計

Optimization of an Ice –Storage Air Conditioning System

國科會計劃編號：NSC89-2212-E-002-116

執行期限：89年8月1日至90年11月30日

主持人：陳希立 國立台灣大學機械工程學系

研究助理：陳文亮 陳進龍 國立台灣大學機械工程學系

中文摘要

本文以動態規劃法同時考慮最小生命週期成本建立儲冰式空調系統之最佳化設計方法。系統主要包含內融冰式儲冰槽、螺旋式空調主機及其附屬設備。儲冰槽及空調主機屬於規格化元件，使用製造廠商提供之性能數據建立主機及其附屬設備之耗電模式和儲冰槽冰含量與熱傳之關係式，以初始成本及能源運轉成本作為目標函數；主機及儲冰槽的性能作為限制條件，利用動態規劃方法進行最佳化設計。透過數值程式的模擬分析，進行了系統的最佳化設計及分析，獲得在運轉壽命內一最佳的主機容量與儲冰槽容量，及最佳的運轉條件。最後由分析結果對主機優先、儲冰優先之生命週期成本及回收年限加以探討，提供相關設計參考。

關鍵字：儲冰式空調系統，動態規劃法

Abstract

An optimal method for designing the ice-storage air-conditioning system is presented in this paper. The system consists of a chiller, an ice-storage tank, pump and fan. The plant model is realistic in that it models various components using curves fit to dimensionless performance data of commercially available equipment. Cold storage system is sized on the basis of economic consideration and constrains imposed by the cooling system components. The cost optimal is based on life-cycle costs with energy rate for the city of Taiwan. The optimal operating protocol for storage capacity and ice capacity is determined by a dynamic programming method. Finally, result of the evaluating are used to explore some design guidelines are provided to act as a reference for the design purpose.

Keywords : ice-storage air-conditioning ,dynamic programming method

一、前言

在儲冰式空調系統之相關研究中，Arnold[1]建立一套理論模式，用以模擬冰球式儲冰系統在分量儲存之動態特性。Musgrove[2]以程式模

擬方式預測儲冰式空調系統操作性能，根據設備成本與季節變化下不同的操作費用，採用空調成本最佳化的分析方式，決定儲冰式系統主機的尺寸規格。Chen [3]等人以塊狀模式和一維多孔模式來模擬冰球式儲冰系統的熱傳性能，並與實驗數據加以比較，得出一適合儲冰槽熱傳上的經驗公式。Dorgan和Elleson[4]對儲冰系統有完整性的敘述，其並提出了設計準則及經濟分析的方法。King和Potter[5]建立一穩態的主機模式，主要元件包含了冷卻水塔、泵浦及風扇來模擬儲冰系統的操作，其運用曲線配適的方法來建立許多方程式，也加入了儲冰及融冰之限制探討。

上述可知，多數學者僅能針對特定系統或特定元件的模擬；其次未能將儲冰槽的儲冰及融冰性能加入到運轉模式當中，而僅假設儲冰槽必可輔助主機的的能力。本文目的在於建立主機及其他元件之耗電模式和儲冰槽餘冰量與熱傳之關係式，同時考慮最小生命週期成本，使用動態規劃法(Dynamic Programming Method, DPM)求出最佳之主機容量、儲冰槽數量及操作模式以對系統作出最佳化的設計及相關規範。

二、理論分析

儲冰式中央空調系統之主要元件為冰水主機、冷卻水塔、儲冰槽及泵浦等，如圖1所示。

2.1 冰水主機及附屬耗電模式

1.冰水主機耗電模式

所需之耗電量 Pow_{ch} 可表示為

$$Pow_{ch} = RPFL \times Rapow \times \frac{1}{COP_{nom}} \times \dot{Q}_{ch,nom} \times Racap \quad (1)$$

其中 COP_{nom} 為主機之標稱性能係數， $\dot{Q}_{ch,nom}$ 為主機之標稱冷凍能力， $Racap$ 為全載冷凍容量率， $Rapow$ 為全載耗電率， $RPFL$ 為卸載耗電率，以上三者數據須根據性能數據求出後建立數學式

$$\Delta T_1 = T_{ch,nom} - T_{ch,lb} \quad (2)$$

$$\Delta T_2 = T_{con,nom} - T_{con,cw} \quad (3)$$

$$RPL = \frac{\dot{Q}_{ch}}{\dot{Q}_{ch,nom} \times Racap} \quad (4)$$

其中 $T_{ch,nom}$ 為主機標稱之冰水出口溫度， $T_{con,nom}$ 為主機標稱之冷卻水入主機之溫度， $T_{ch,lb}$ 為實際主機之冰水出口溫度， $T_{ch,cw}$ 為實際冷卻水入主機之溫度， T_1 及 T_2 分別代表偏離準操作狀態的程度。卸載率 RPL 為主機實際的供冷量與全載冷凍容量之比， \dot{Q}_{ch} 為主機實際的供冷量。

2. 冷卻水塔耗電模式

冷卻水塔的耗電量採用 BLAST 的經驗公式 [4]。如下計算：

$$twrld = Powch + \dot{Q}_{ch}$$

$$P_{twr} = 0.025 \times twrld \quad (5)$$

3. 泵浦耗電模式

泵浦之耗功率 P_{pump} 與輸送流體之流量 G_p 、揚程 H 及泵浦之效率 η_p 有關：

$$P_{pump} = \frac{\dot{G}_p \times \Delta H}{3960 \times \eta_p} \quad (6)$$

2.2 儲冰槽性能

1. 儲冰槽之儲冷性能

一般工程上以 3.5 的溫升做為儲冰槽及冰水主機之操作狀態，因此選擇以 3.5 的溫升作為最佳化之模擬，儲冰槽每小時的儲冷率 CR 僅與儲冰槽之平均儲冷溫度 $ACBT$ 有關：

$$ACBT = (d_0 + d_1 CR + d_2 CR^2) \quad (7)$$

其中 d_i 為係數可由製造廠提供。

2. 儲冰槽之釋冷性能

儲冰槽可視為一個熱交換器，由熱交換器的熱傳理論可以得知冰槽之釋冷率 \dot{Q}_{ice} 為

$$\dot{Q}_{ice} = UA_{ice} \Delta T_{lm,ice} \quad (8)$$

$$\Delta T_{lm,ice} = \frac{(T_{ice,in} - T_f) - (T_{ice,out} - T_f)}{\ln\left(\frac{T_{ice,in} - T_f}{T_{ice,out} - T_f}\right)} \quad (9)$$

其中 $T_{ice,in}$ 為滷水進入儲冰槽的溫度， $T_{ice,out}$ 為滷水離開儲冰槽的溫度， T_f 為水之凝固溫度，即 0。上式中之 $Q_{s,nom}$ 為儲冰槽之標稱容量， $\Delta T_{ice,nom}$ 為儲冰槽之標稱對數平均溫差， y 為餘冰分率即是餘冷容量與標稱容量之比。 y_i 為係數可由製造廠提供之性能曲線經曲線配適求出。

2.3 限制條件

1. 儲冰量的限制

於離峰時間，每一時段裡的儲冰槽所能儲存的儲冰量 S_k 應小於主機最大的供冷量 Q_k ，同時儲冰量也被儲冰槽的熱傳性能所限制。

$$S_k \leq Q_k \quad (10)$$

$$S_k \leq UA_{ice} \times \Delta T_{lm,ice} \quad (11)$$

2. 融冰量的限制

儲冰槽所能釋出的冷能 M_k ，與槽內現存有的冰量及儲冰槽的熱傳性能有關，同時融冰量亦必小於系統內現存有冰量，最後融冰量不可超過空調負荷 L_k 所需。

$$M_k \leq UA_{ice} \times \Delta T_{lm,ice} \quad (12)$$

$$M_k \leq \sum_{i=1}^{24} S_i - \sum_{j=1}^{k-1} M_j \quad (13)$$

$$M_k \leq L_k \quad (14)$$

3. 主機供冷量的限制

主機的供冷能力與大氣溫度及出水溫度有關，主機無法提供在該條件下之供冷能力，同時主機的供冷量亦不可超過空調負荷所需。

$$Q_k \leq Q_{ch}(T_{wb}, Q_{out}) \quad (15)$$

$$Q_k \leq L_k \quad (16)$$

4. 滿足空調負荷

於冷房時間，冰水主機供冷與儲冰系統融冰供冷，兩者總和必須滿足該時段的空調負荷。

$$Q_k + M_k \leq L_k \quad (17)$$

三、最佳化分析

3.1 動態規劃法(DPM)

於 1957 年由 Richard Bellman [6] 首先發展出來，其認為：無論最初狀況與最初決策如何，由這些最初狀態和決策所產生的未來狀態及決策必能產生問題的最佳政策。其次，依照運算方向可分為正向式(Forward D.P Approach)及逆向式(Backward D.P Approach)兩種方式，正向式過程為自第一階段開始演算至最後階段，再由最後階段回溯向前以決定最佳決策。反之，即為逆向式。不論那一種方法都可找出一條最佳路徑。本文採用逆向式計算，如圖 2 所示，由階段 I+1 至階段 I 之最佳路徑係由遞迴關係式做成決策，遞迴關係式如式(18)所示：

$$Y_i^*(s) = \underset{xi}{Min} [y_i(s, xi) + y_{i+1}^*(xi)] \quad (18)$$

對一般 DPM 而言，若每階段有 S 種情況則經由 $N-1$ 階段後，其間之可能路徑有 S^{n+1} 種，若採用動態規劃之倒向遞迴解法，則所需之計算次數僅有 $(n-2)S^2 + S$ 次，求解效率變得十分顯著。

3.2 目標函數與回收年限分析

依據能源運轉成本及初始成本所建立之生命週期成本 E 為目標函數

$$E = E_p(PWEP) + E_s \quad (19)$$

其中 E_p 為第一年的能源運轉成本。 E_s 為初始成本。PWEP 為現值上升因子與物價年增率

AER，年利率AIR及系統使用年數n相關 其關係式為：

$$PWEF = \frac{\left(\frac{1+AER}{1+AIR}\right)^n - 1}{1 - \left(\frac{1+AER}{1+AIR}\right)} \quad (20)$$

本文假設系統使用10年，年利率及物價年增率分別為6%及3%，PWEF為8.563。而回收年限分析為一個吸引用電戶採用儲冰式中央空調系統之重要指標，本文採用動態回收年限計算

$$P = \frac{A \times (1+AIR)^n - 1}{AIR \times (1+AIR)^n} \quad (21)$$

其中P為現值，係指現在的價值；A為年值，係指每期之平均值。可得回收年限n為

$$n = \frac{\ln\left(\frac{A}{A - P \times AIR}\right)}{\ln(1+AIR)} \quad (22)$$

四、結果與討論

圖3中曲線上方為可操作區域，下方為不可操作區域。對一既定的儲冰槽數量而言，選擇曲線上方的任何主機容量將可滿足空調負荷所需，而曲線下方則無法滿足，因此在容量的選擇上，必須將選擇曲線上方的區域，而此曲線為最小容量的選擇。當儲冰槽數目為0時，即為傳統式空調系統，此時所需要的主機容量應為滿足最大空調負荷值，即為500噸。隨儲冰槽數的增加，主機容量漸減少，直到一最小值後，主機容量又隨著儲冰槽的增加而增加，因而使圖中曲線形成一凹狀。造成這樣的現象主要是當儲冰槽的數目越大，除了在日間可供應更多的融冰以減除主機的負荷之外，相對地亦表示於夜間必需儲存更多的冰量。當儲冰槽的數量超過一臨界值時，便必須再增加主機的容量以滿足夜間製冰所需，如此在儲冰槽數量與主機容量均增加的情況，增加了許多的設備成本，因此最佳化結果將會落在曲線左邊的區域。

圖4和圖5中的曲線變化，生命週期成本隨著年數的增加而逐漸出現谷底的現象，此谷底即代表最佳的選擇，同時隨著運轉年數的增加，谷底點逐漸向右偏移，是因越多的儲冰槽隨著年數的增加其運轉成本相對地變小之故。考慮10年的生命週期成本，主機優先的最佳選擇為儲冰槽數量為10桶，儲冰供冷率為40.2%，主機容量為280噸；儲冰優先的最佳選擇為儲冰槽數量為9桶，儲冰供冷率為36.2%，主機容量為280噸。比較二者的操作結果可知，在相同的主機容量下，儲冰優先可以選用較少的儲冰槽數量而滿足空調負荷所需。表1所示，以主機優先為例，到了第6年時生命週期成本才開始出現比傳統空調為少的情況，而此最小的操作為選擇10

桶儲冰槽，而儲冰供冷率為40.2%。至於儲冰優先則從第4年開始生命週期成本便開始小於傳統式空調，在10年的生命週期下，以9桶儲冰槽具有最小的成本，其儲冰供冷率為36.2%。

圖6中儲冰優先較主機優先具有較快的回收年限，而又當採用5桶，儲冰供冷率為20.1%時具有最快的回收，約於4年可回收。而主機優先最快的回收年限為採用9桶，儲冰供冷率為36.2%時具有最快的回收年限，約於5.64年可以回收。這現象是相同的儲冰量下，採用儲冰優先可以選擇較小的主機容量，因此在初始成本較小之下，可以有較快的回收。另外當儲冰槽數目超過10桶時，儲冰供冷率超過40.2%之後，回收年限將顯著地增大，這代表選用更多的儲冰桶時，將造成回收困難的情況。這是因為在臺灣夜間的離峰時間僅只有9小時，並不適合類似如全量儲冰的操作。

五、結論

本文利用動態規劃法同時考慮最小生命週期成本及儲冰槽性能之儲冰式空調系統最佳化設計分析方法。同時對儲冰式空調系統定出如下之規範：在主機方面，選擇主機之耗電係數越低者，可以降低電力運轉費用。在管路安排方面，主機優先對主機之性能較佳，因為進入主機之冰水溫度較高，而有較佳的操作係數。而儲冰優先則使得儲冰槽有較佳的熱傳性能，同時在相同的融冰量時，採用儲冰優先模式，可以使用較少的儲冰槽，此外對一般大樓的空調負荷而言，儲冰優先較主機優先具有更小的生命週期成本，並且可在更短的年限內達到回收，而以目前的電力結構及儲冰槽、冰水主機之造價成本，若採用全量儲冰模式時，將很難回收。

參考文獻

- [1] Arnold, D., "Dynamic Simulation of Encapsulated Ice Stores- Part 1: The Model," *ASHRAE Transactions*, Vol.97, No.2, 1995, pp.1170-1178.
- [2] Musgrove, A. R. de L., "ISTORE-A Model to Simulate and Optimize The Operation of Ice-Storage Air-Conditioning Systems", *Int. J. Energy Research*, Vol.14, 1990, pp.199-208.
- [3] Chen, S. L. and J. S. Yue, "Thermal Performance of Cool Storage in Packed Capsules for Air Conditioning," *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol.11, No.6, 1991, pp.551-561.

- [4] Dorgan, C. E. and J. S. Elleson, *Design Guide for Cool Thermal Storage*, GA: ASHRAE Inc., Atlanta, 1993.
- [5] King, D. J., and R. A. Potter, "Description of A Steady-State Cooling Plant Model Developed for Use in Evaluating Optimal Control of Ice Thermal Energy Storage Systems," *ASHRAE Transactions*, Vol. 104, No. 1A, 1998, pp. 42-53.
- [6] Bellman, R., "Dynamic Programming," *Princeton University Press.*, 1957.

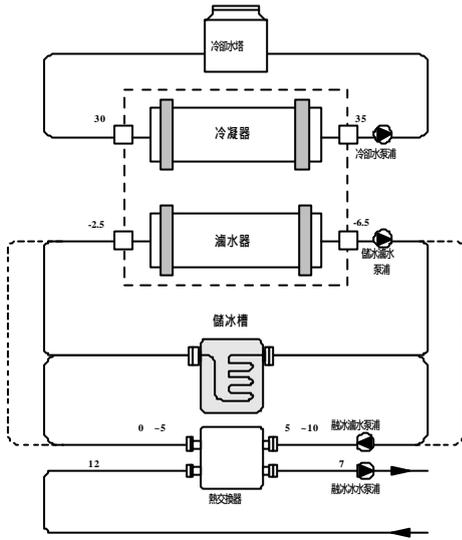


圖 1 儲冰式空調系統示意圖

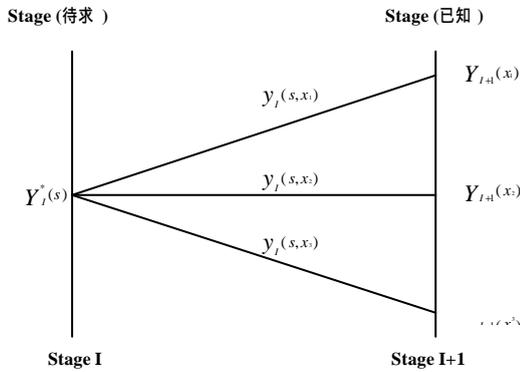


圖 2 動態規劃倒向遞迴解法模式

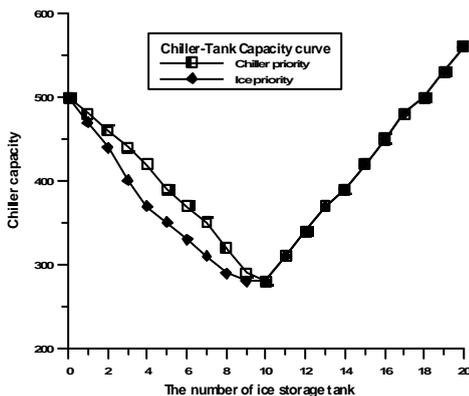


圖 3 儲冰槽與主機容量之關係

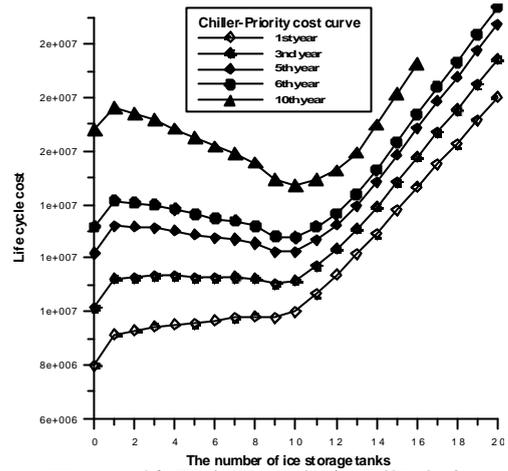


圖 4 主機優先下之生命週期成本

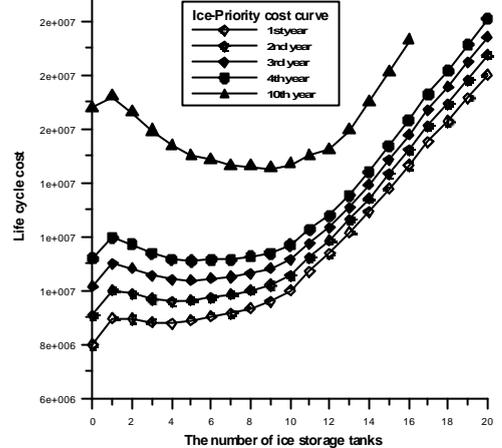


圖 5 儲冰優先下之生命週期成本

表 1 最佳操作結果

年限	主機優先 儲冰供冷率(槽數)	儲冰優先 儲冰供冷率(槽數)
1, 2, 3	---	---
4	---	20.1%(5)
5	---	28.2%(7)
6	40.2%(10)	28.2%(7)
7	40.2%(10)	28.2%(7)
8	40.2%(10)	28.2%(7)
9	40.2%(10)	36.2%(9)
10	40.2%(10)	36.2%(9)

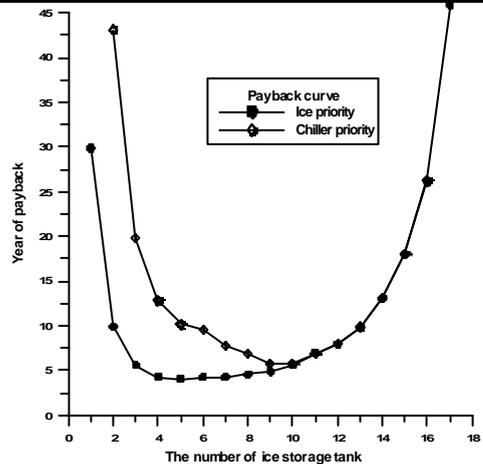


圖 6 主機優先與儲冰優先回收年限之比較