

氷蓄熱을 이용한 大型빌딩 空氣調和시스템 開發과 設計電算化에 관한 研究

權衡正* · 金垣寧** · 金鎔模*** · 金京根****

A Study on the Development of the Large Building Air-conditioning System
with the Regenerative Ice-energy and its Computer Aided Design

H.J. Gweon, W.Y. Kim, Y.M. Kim, K.K. Kim

Abstract

In the design of an electric power plant, the capacity to meet the peak load demand is one of the important factors to be considered. This peak load usually occurs when the most of the cooling air-conditioning systems are being operated during daytime in summer season. Therefore, it is necessary to construct an additional electric power plant and to develop the new air-conditioning system for relieving the peak load. This paper analysed the performance characteristics of this experimental regenerative ice energy system by means of a bundle of the heat-pipes. And the result of this analysis was applied to the simulation of an air-conditioning system model. Also, an operation program of moisture air was made according to air load and in order to computerize the air-conditioning system a CAD program was developed by the properties of moisture air.

記號說明

| | | | | | |
|-------|-------------------------------|-------|-----------|--------------|------------------|
| A | : 傳熱面積 | m^2 | C_p | : 空氣의 定壓比熱 | $kJ/kg^{\circ}K$ |
| C_x | : 空氣흐름방향의 히트파이프 中心間距離 | mm | D_o | : 히트 파이프 外徑 | mm |
| C_y | : 空氣흐름과 直角方向의 히트파이프 中心間 距離 | mm | G_v | : 空氣의 體積流量 | m^3/sec |
| | | | h | : 比엔트로피 | kJ/kg |
| | | | h_{ice} | : 얼음의 平均熱傳達率 | W/m^2K |
| | | | k | : 熱傳導率 | W/mK |
| | | | L | : 發熱體의 길이 | m |

* 正會員, 韓國海洋大學 大學院
 ** 正會員, 韓國海洋大學 教授
 *** 正會員, 日本 北海道大 客員 研究員
 **** 正會員, 韓國海洋大學 教授

| | |
|---|-------------|
| L_c : 히트 파이프 冷却部 길이 | mm |
| L_h : 히트 파이프 蒸發部 길이 | mm |
| N : 히트 파이프 個數 | |
| N_u : 닛셀트 수(= $h \cdot d_o/k$) | |
| P : 全壓 | kPa |
| P_{r1} : 飽和液의 프란틀 數(= $C_{p1}\mu_1/k_1$) | |
| P_w : 水蒸氣分壓 | kPa |
| P_{ws} : 飽和水蒸氣壓 | kPa |
| Q : 熱輸送量 | W |
| q : 熱流束 | W/m^2 |
| R_a : Reyleigh 數 | |
| R_e : Reynolds 數 | |
| T : 溫度 | K |
| t' : 濕球溫度 | $^{\circ}C$ |
| ΔT : 溫度差 | $^{\circ}C$ |
| U : 單獨 히트 파이프의 熱貫流率 | W/mK |
| U^* : 히트 파이프 群의 熱貫流率 | W/mK |
| v : 比容積 | m^3/kg |
| x : 絶對濕度 | |
| x_s : 飽和時의 絶對濕度 | |
| σ : 密度 | kg/m^3 |
| ξ : 유리 透過率 | |
| θ : 日射角 | |

添 子

| |
|------------|
| c : 自然對流 |
| l : 照明 |
| m : 平均 |
| max : 最大 |
| p : 人體 |
| r : 輻射 |
| s : 太陽 |

1. 序 論

最近 우리나라에서도 夏季冷房負荷의 增加로 인하여 電力수급이 先進國型化 되어가고 있다. 이러한 電力負荷의 피크는 주로 7월과 8월, 午後 2시~4시 사이에 나타나고 있으며, 91년도 冷房負荷는 400만 kW로 추정하고 있다.¹⁾ 또한, 이러한 冷房負荷는 每年 增加 趨勢에 있으며, 이러한 負

荷增加에 대처하기 위하여 資源貧國인 우리나라에서는 現在 原子力에 의한 發電이 總發電容量의 약 60%를 차지하고 있으며, 앞으로도 原子力에 의한 發電設備를 계획하고 있으나, 原子力 發電은 일단 定常運轉狀態에 도달하면 거의 一定 出力을 발생하여야 하는 特性때문에 피크전력에 대비하기 위하여 火力發電所 建設에 의한 總發電容量을 증가시키거나, 火力發電所의 심한 負荷變動運轉을 필요로 하는 어려움을 발생시킨다. 그러므로, 여름철 한낮에 冷房裝置의 가동으로 야기되는 年中最大電力의 피크치를 완화시키는 것은 매우 중요한 意味를 갖는다고 생각된다. 따라서, 보다 效果的인 피크전력의 緩和를 위하여 先進外國에서는 深夜電力을 이용한 冷蓄熱시스템의 이용이 일반화되고 있으며 실제로 一般需用家에의 補給도 이미 활발히 이루어지고 있고, 계속적으로 新製品에 대한 研究開發이 진행되고 있다.²⁾

한편, 空調設備에 대한 에너지 節約시스템의 要求가 일반화되고 있고 이러한 관점으로부터 建物の 熱負荷와 함께 空調시스템의 消費에너지를 正確히 파악할 필요가 요구되어지고 있다.³⁾ 그러나, 기존 建物에 대한 空調設備의 교체시에 그 建物の 使用負荷量을 결정할 수가 있으나, 신축建物 또는 使用데이터가 없는 기존 建物에 대해서는 空調負荷를 正確하게 계산할 必要가 있기 때문에 先進外國에서는 이미 오래전부터 大型電子計算機를 이용한 전산시스템을 개발하여 사용되어 왔다. 또한 國內에서도 韓國電力公社 등에서 建物負荷計算 프로그램을 개발하고 있으나 아직 實用化가 되어있지 않은 실정이다.

本 研究은 이러한 觀點으로부터 深夜電力을 이용한 冷蓄熱시스템을 개발하고자 하며, 아울러 空氣調和 시스템의 電算化作業을 위하여 濕空氣物性值에 대한 電算化 및 空氣調和負荷에 따른 濕空氣操作 프로그램을 개발하였다.

2. 設計用 最大 熱負荷 計算法

2.1 시뮬레이션 모델

Fig.1은 最大 熱負荷 및 空氣調和 프로세스를 위한 시뮬레이션 모델을 보여주고 있다. 對象이

되는 建物은 正南向의 一般 事務室로 남쪽 창만이 유리(透過率 0.9)로 되어 있고, 그 외의 벽은 斷熱狀態로 가정한다. 面積은 500m²(20m×25m), 높이 2.5m이며, 事務室內에 100名(男子 80名, 女子 20名)의 人員이 活動하고 있다고 가정한다. 이 때 外氣溫度를 35°C 濕度를 85%라고 할 때, 空氣調和後의 室內溫度는 25°C, 濕度 60%를 만족한다.

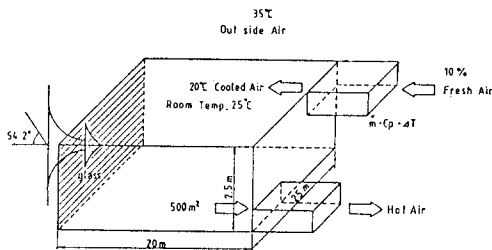


Fig. 1 Air-conditioning Simulation Model

2.2 室內 流入熱量

유리창을 통하여 室內에 유입되는 熱量은 全體 熱負荷의 약 40~50%로서 그의 豫測은 매우 중요하다. 그 중 거의 大部分이 太陽熱에 의한 輻射에너지로서 유입되며, 다음과 같은 式으로 구할 수 있다.⁴⁾

$$Q_s = q_s \cdot A \cos\theta \cdot \xi \approx 36560 (W) \quad (1)$$

여기서, θ 는 日射角으로 $\sin\theta = \sin\psi \sin\delta + \cos\psi \cos\delta \cos t$ 에서 구해지며, ψ 는 緯度(35°6')는 δ 는 日赤緯(11.7°) t 는 1時間을 15°로 할 때의 時刻, ξ 는 유리 透過率로서 0.9를 의미한다.⁵⁾

또한, 外氣와 內部的 溫度差에 의한 輻射에너지 熱交換⁶⁾ 및 自然對流에 의한 熱負荷量은⁷⁾ 다음과 같다.

輻射에너지 熱交換에 의한 熱負荷量 Q_r 은

$$Q_r = (E_{out-in} - E_{in-out}) \cdot A \approx 3944 (W) \quad (2)$$

自然對流에 의한 熱負荷量 Q_c 는

$$Q_c = h^* \cdot A \cdot \Delta T \approx 547 (W) \quad (3)$$

여기서, 發熱體의 길이 L 에 대한 h^* 는

$$h^* = \frac{k}{L} \left[0.68 + \frac{0.67 R_a^{1/4}}{\{1 + (0.492/P_r)^{9/16}\}^{4/9}} \right]$$

2.3 內部 發熱量

內部 發熱量은 人體에 의한 發熱 Q_p 와 照明, 事務機器 등에 의한 發熱 Q_i 로 나누어진다. 먼저, 人體發熱量은 男子體重 70kg, 女子體重 50kg인 境遇에 格外代謝量으로부터 구하면, $Q_p \approx 10225W$ 로 계산할 수 있다.⁸⁾

事務電氣機器의 發熱은 照明의 境遇는 25W/m², 그 외 컴퓨터 및 타자기, 냉장고, 복사기 등을 고려하면, $Q_i \approx 19120W$ 로 계산된다.

따라서, 全體 冷房負荷는 $Q_T = Q_s + Q_r + Q_c + Q_p + Q_i = 70396W$ 로 정리되며, 이 값은 現在 日本 空氣調和設備委員會의 設備基準 140W/m²과 거의 일치하며⁹⁾, 다음 節에 사용되는 冷房負荷로서 이용하고자 한다.

3. 空氣調和

空氣調和는 室內的 溫度와 濕度를 조절하고 신선한 外氣溫度를 공급하는 것을 말한다. 이때 對象이 되는 것은 1~3 Wt % 程度의 水蒸氣를 함유한 空氣 즉, 濕空氣가 된다. 이러한 濕空氣를 다루는 空氣調和設備設計에 관해서는 이미 先進 外國에서는 大型電子計算機를 利用하여 年間空調 負荷計算 및 最大負荷計算, 空氣調和시뮬레이션 등이 행해져왔다.

國內에서도 最近 韓國電力公社를 中心으로 研究 開發이 進行중이나, 아직 實用化되지 않고 있다.

本 研究에서는 並列處理 大型컴퓨터 등에서나 가능한 年間負荷計算 및 年間 空調시스템 시뮬레이션 등을 제외하고, 一般的으로 中·小型 建物の 空氣調和 및 制御裝備 設置를 위해, 實用的인 면을 감안하여 16비트 P.C를 이용하여 空氣調和 프 로세스와 冷蓄熱 熱交換시스템에 관하여 電算化 作業을 하였다.

空調設備의 具體的인 內容은 2節에서 설명한 바와 같이 設計條件의 整理, 空氣調和 方式의 檢討, 負荷計算 方法 外에도 空氣調和機의 設計 및 選定, 補助機 選定 등을 들 수 있다. 이러한 모든 條件들을 計算機를 利用하여 空氣調和 設備設計를 한꺼번에 自動的으로 計算하는 것은 P.C를 利用

한 境遇 速度面에서 볼 때, 現實的으로 불가능하기 때문에 項目別로 計算機를 사용하여 그 結果를 基礎로 하여 設計者가 判斷을 행하면서 設計를 進행하도록 한다.

3.1 濕空氣 物性值

空氣調和를 正確히 이해하기 위해서는 溫空氣에 대하여 알아야 하며, 電子計算機의 有效한 利用을 위해서는 먼저 濕空氣의 物性值를 라이브리리로서 개발되어져야 한다. 이것은 從來 筆算을 하였을 때 必需的으로 使用되는 圖表와 같다.

우리가 다루고자 하는 空氣調和用 對象物은 大氣壓 前後의 常溫 近處의 濕空氣로서, 近似的으로 理想氣體로 가정할 수 있는 乾燥空氣와 水蒸氣와 의 混合物로서 취급할 수 있다. 어느 一定 溫度(乾球溫度)에서 그 以上의 水分을 水蒸氣의 形態로 함유할 수 없는 狀態의 空氣를 飽和空氣라 하고, 이 때의 水蒸氣의 分壓을 그때의 溫度 t에 대한 飽和水蒸氣 分壓이라하며, $P_{ws}(t)$ 로 표현한다. 또한, 水蒸氣의 含有量이 飽和水蒸氣 分壓以下의 濕空氣를 不飽和空氣라고 부른다. 濕空氣線圖는 Goff-Gratch의 式과 日本機械學會 蒸氣表를 利用하여 溫度와 飽和水蒸氣分壓의 關係式을 基礎로 하여 작성하였다. 本 研究에 이용한 濕空氣의 熱力學的 性質은 다음과 같다.

(絕對濕度) x

$$x = 0.622 P_w / (P - P_w) \quad (4)$$

P: 全壓 P_w : 水蒸氣分壓

(飽和時的 絕對濕度) x_s

$$x_s = 0.622 P_{ws} / (P - P_{ws}) \quad (5)$$

P: 全壓 P_{ws} : 飽和水蒸氣壓

(比容積) v

$$v = 0.4615(0.622 + x) T / P \quad (6)$$

T: 溫度(°K) P: 全壓(kPa)

(比엔트로피) h

$$h = 1.005t + x(1.846t + 2501) \quad (7)$$

t: 溫度(°C) h: 비엔트로피(kJ/kg)

(飽和水蒸氣壓力) $P_{ws}(T)$

(0~100°C)

$$\log(P_{ws}/P_{wi}) = -7.90298 \log\{(T_i/T) - 1\} + 5.02808 \log\{(T_i/T) - 1.3816 \times 10^{-7}$$

$$\{10^{11.344(1-T_i/T)} - 1\} + 8.1328 \times 10^{-3} \{10^{-3.49149(T_i/T-1)} - 1\} \quad (8)$$

$$T_i = 373.15^\circ\text{K}$$

P_{wi} : T_i 에서의 飽和水蒸氣壓

$$= 1 \text{ ata}, 760 \text{ mmHg}, 1.03323 \text{ kg/cm}^2, 101.325 \text{ kPa}$$

(-100~0°C)

$$\log(P_s/P_{wc}) = -9.09718(T_o/T-1) - 3.56654$$

$$\log(T_o/T) + 0.876793(1-T/T_o) \quad (9)$$

$$T_o = 273.15^\circ\text{K}$$

P_{wo} : T_o 에서의 飽和水蒸氣壓

$$= 0.006028 \text{ ata}, 4.581 \text{ mmHg},$$

$$0.006228 \text{ kg/cm}^2, 0.6107 \text{ kPa}$$

(濕球溫度) t'

$$h - h_s(t') = (x - x_s(t')) \cdot h_c(t') \quad (10)$$

여기서, $h_c(t')$ 는 t' 에서의 물 또는 얼음의 비엔트로피로서 다음의 式으로 表示된다.

$$h_c(t') = t' \quad (\text{물의 경우: } t' \geq 0) \quad (11)$$

$$h_c(t') = -79.7 + 0.5t' \quad (\text{얼음의 경우: } t' < 0) \quad (12)$$

따라서, 濕球溫度 t' 를 式(10)에서 구하기 위해서는, 우선 對象으로 하는 溫空氣의 絕對濕度 x 와 乾球溫度 t 를 주면 式(7)에서 비엔트로피가 구해진다. 다음에 이 h 와 x 를 式(10)에 代入하면, 反復 計算에 依해 式(10)이 成立하는 t' 를 구한다. 여기서 使用하는 $x_s(t')$ 는 우선 t' 를 假定值로 주어서, 式(8) 또는 (9)에 $T = t' + 273.15$ 를 代入하여 $P_{ws}(t')$ 를 구하고, 이것을 式(5)에 代入하여 구한다. 또, 式(10)의 $h_s(t')$ 는 式(7)에 $x_s(t')$ 와 t' 를 代入함으로써 구해진다.

乾球溫度와 濕球溫度, 乾球溫度와 엔탈피 등 任意의 2가지의 狀態점이 주어지면 그외의 다른 狀態점이 구하여진다. 이러한 蒸氣狀態圖는 負荷計算과 空氣調和 作業時에 副프로그램으로서 이용되어지며, 單獨으로도 利用이 가능하다. 濕溫氣의 狀態치를 나타내는 파라메터를 乾球溫度, 濕球溫度, 絕對溫度, 相對溫度, 엔탈피 등의 5種類로 부터 任意의 2가지를 선정한다.

Table.1은 乾球溫度 30°C, 相對濕度 100%일 때의 本 研究에서 計算機에 의해 구한 濕空氣의 狀態值를 보이고 있다. 計算誤差는 ±0.5% 以內로서 熱負荷計算과 空氣調和에 이용하기 위한 충분한 精度를 가지고 있는 것을 알 수 있다.

Table.1 Properties of Moisture Air

| 物 性 | 計算值 | 蒸氣表 (JSME) | 計算誤差 |
|-------|-----------|------------|-------|
| 全 壓 力 | 101.325 | 101.325 | 0 |
| 乾球溫度 | 30 | 30 | 0 |
| 濕球溫度 | 30 | 30 | 0 |
| 이슬점 | 30 | 30 | 0 |
| 相對濕度 | 100 | 100 | 0 |
| 비엔탈피 | 99.62669 | 100.0017 | 0.4 |
| 絶對溫度 | 0.027182 | 0.02733 | -0.53 |
| 比容積 | 0.8964218 | 0.8962 | 0.03 |

3.2 空氣調和 프로세스

2節에서 구한 冷房 熱負荷는 그 相當量만큼의 熱量을 外部에 배출해야 한다. 먼저, 室內의 熱負荷는 70kW이고, 이때의 冷房 風量을 20000m³/hr라고 할 때 室內 流入空氣의 入·出口 溫度差는 다음과 같이 구할 수 있다.

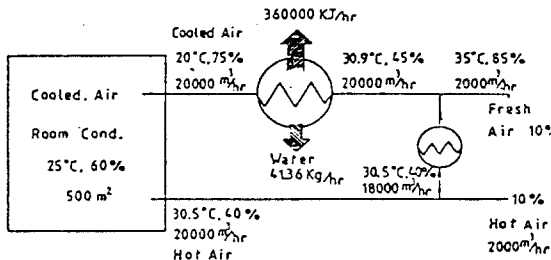


Fig. 2 Schematic Diagram of Simulation Model

Fig. 2에서와 같이 空氣流入 溫度를 20°C라고 하면, 出口溫度는 30.5°C가 된다. 流出空氣中 약 10%를 外氣와 교환한다면 30.5°C, 相對濕度 40%의 18000m³/hr의 出口空氣와 相對濕度 85%, 35°C, 2000m³/hr의 外氣溫度와 혼합된다. 混合 後의 濕空氣 狀態值는 3.1節에서 整理된 蒸氣 物性值 프로그램을 이용하여 출력한 Fig. 3에서 보는 바와 같이 A점의 外氣와 B점의 室內出口空氣의 混合으로 C점의 狀態 즉, 乾球溫度는 30.9°C, 相對溫度

는 45%의 狀態가 된다. 이 때의 關係式은 다음과 같다.

$$h_2 = h_1 - \frac{q_c}{G} = h_1 - \frac{q_c}{V_a/v_1} \quad (13)$$

$$G_1 = G(x_1 - x_2) \quad (14)$$

이 濕空氣는 表面溫度 14°C의 히트 파이프로 부터 強制冷却되며, 이 때 水分이 41.36kg/hr가 除去가 되고, 이 때 100kW의 熱이 제거되며, 20°C, 75%의 濕空氣가 된다.

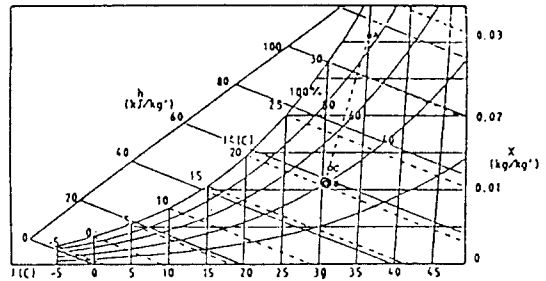


Fig. 3 Results from Computer Graphic

Fig. 4는 濕空氣의 熱交換狀態圖를 컴퓨터에 의해 나타낸 것으로 熱交換 後의 狀態值는 D점이 된다.

또한, 空內 유입된 空氣는 室內熱負荷에 의해 가열된다고 볼 수가 있기 때문에, 이 경우는 蒸氣의 絶對量의 變化는 없이 溫度만 上昇하게 된다. 이 때의 狀態圖를 Fig. 4에서 보여주고 있으며, 全體의 다이어그램은 Fig. 5에서 보여주고 있다.

4. 히트 파이프

深夜電力을 이용한 冷蓄熱은 晝間의 冷房負荷에 대하여 熱交換器를 통하여 室內 空氣調和를 행하고 있다. 이러한 冷蓄熱시스템은 冷蓄시스템과 空氣調和시스템으로 나눌 수 있으나, 本 研究에서는 히트파이프 다발을 利用한 空氣調和시스템의 熱交換器에 대하여 研究를 행하였다.

4.1 히트 파이프 다발群의 傳熱特性

히트 파이프는 1944년 R. S. Gaugler⁹⁾가 처음으로 개발한 이래 높은 傳熱特性으로 인하여 傳熱素

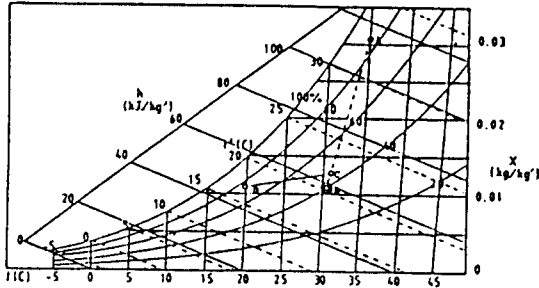


Fig. 4 Computer Diagram of Heat Exchanger in Moisture Air

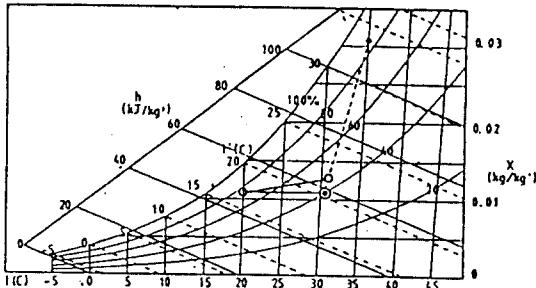


Fig. 5 State Diagram in this Simulation Model

子로서 多方面에 이용되어 왔다. 이 히트 파이프에 관한 理論的 研究는 주로 限界 熱流束에 관하여 행해져 왔으나, 最近 Ueda¹⁰⁾로 부터 熱輸送量에 관한 研究도 보고되고 있다. 本 研究에서는 深夜 電力으로 蓄熱된 冷熱을 히트 파이프 다발群을 이용하여 冷房用 空氣로 冷熱을 輸送할 수 있는 實驗裝置를 製作하여 實驗을 행하였다. 얼음으로부터 空氣로의 冷熱 移送이라는 觀點에서는 圓管群의 對流熱傳達에 관한 理論^{11),12)}과 實驗結果^{13),14)}와 本 實驗結果와의 關係를 보다 明確히 함으로써 히트 파이프 다발을 이용한 冷房시스템의 熱設計에 관한 基礎的 資料로서 이용하고자 한다.

Fig. 6은 本 實驗裝置의 概略圖를 보여주고 있다. 傳熱過程은 冷房用 空氣를 送風덕트를 통하여 히트 파이프群을 거치게함으로써 空氣의 強制對流熱傳達에 의해 히트 파이프 內部的 作動液을 증발시키고 冷房用 空氣를 냉각시키게 된다. 이 때 蒸發潛熱을 回收한 가스상태의 作動流體는 凝縮部로 이동하여 冷却部의 얼음에 의해 凝縮됨으로써 아이스 챔버내의 얼음은 용해된다. 즉, 얼음의 狀態로 蓄熱된 冷熱이 冷房空氣로 移動되는 傳熱過程이 된다. 實驗裝置의 構成은 Fig. 6에서 보는 바와

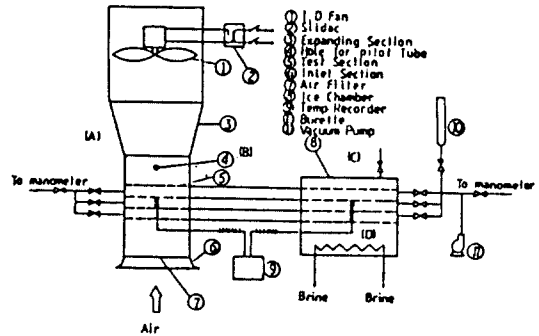


Fig. 6 Schematic Diagram of Experimental Apparatus.

같이 主實驗部(A), 蒸發部와 冷却部를 연결하는 斷熱部(B), 冷却部(C) 및 冷却部の 얼음을 열리기 위한 製氷部(D)로 構成되어 있다.

實驗方法은 各 히트 파이프 內부를 眞空狀態로 한 다음 作動流體인 R-113을 注入하고, 다시 眞空펌프를 이용하여 히트 파이프 內部的 殘留空氣를 完全히 제거한다. 實驗裝置의 各部의 溫度 및 壓力은 自動溫度記錄計와 精密差壓計를 이용하여 측정하였다.

管群 全體의 平均적인 熱傳達率은 周圍 狀況에 따라 매우 복잡하기 때문에 理論的인 解析보다는 주로 實驗的인 方法으로 研究가 행해지고 있다. 管群에 있어서의 平均 熱傳達率에 대한 從來의 研究 結果로서 Žukauskas에 의한 式은¹⁵⁾

$$Nu_m = 0.35 \left(\frac{C_p}{C_x}\right)^{0.2} Re_{max}^{0.6} Pr^{0.35} \times \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0.25} \quad (15)$$

$$\frac{C_p}{C_x} < 2, \quad 10^3 < Re_{max} < 4 \times 10^4$$

특히, Grimson¹⁴⁾은 大氣壓 近方의 空氣流에 대하여

$$Nu_m = 0.47 Re_{max}^{0.564} \quad (16)$$

$$2 \times 10^3 < Re_{max} < 4 \times 10^4$$

로 표시하였다.

Fig. 7은 레이놀즈수에 따른 平均熱傳達率로서, 本 實驗結果는 30도의 等角度로 設置된 熱電對에 의하여 측정된 값들의 平均值와 式(15) 및 式(16)에 의하여 제시된 값들을 비교한 것이다. 全體의 傾向은 Žukauskas 및 Grimson의 實驗式과

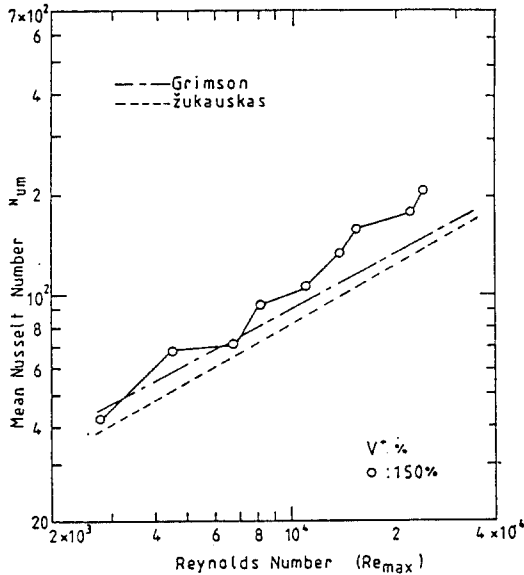


Fig. 7 Comparison of Mean Nusselt Number with the Results of Grimson & Žukauskas

대체로 비슷하며, 레이놀즈수가 커질수록 본 실험 결과보다 높게됨을 알 수 있다. 본 실험에서 구한 관群全體에 대한 실험式은 다음과 같았다.

$$Nu_m = 0.32 Re_{max}^{0.63} \quad (17)$$

4.2 히트 파이프 群의 熱貫流率

本 실험에서 행한 어긋나기型 配列(全體 3列)에서 管群 1列, 2列, 3列의 溫度를 各各 T_1, T_2, T_3 라하고, 熱量을 各各 Q_1, Q_2, Q_3 라 하면

$$Q_1 = AU[(T_1 + T_2)/2 - T_{ice}] \times 2 \quad (18)$$

$$Q_2 = AU[(T_2 + T_3)/2 - T_{ice}] \times 3 \quad (19)$$

$$Q_3 = AU[(T_3 + T_4)/2 - T_{ice}] \times 2 \quad (20)$$

따라서, 本 실험用 히트 파이프의 總熱輸送量 Q 는

$$\begin{aligned} Q &= Q_1 + Q_2 + Q_3 \\ &= \rho G_v C_p (T_1 - T_4) \\ &= AU \left[\frac{(T_1 + T_4)}{2} - T_{ice} \right] \end{aligned} \quad (21)$$

여기서, 管群全體의 熱貫流率 U^* 는 上記 式에서

$$U^* = U \left[2 + \frac{5(T_2 + T_3 - 2T_{ice})}{(T_1 + T_4 - 2T_{ice})} \right] \quad (22)$$

式(13)에서 알 수 있듯이 溫度變化가 直線的으

로 變化한다면, 즉 $T_1 + T_4 = T_2 + T_3$ 라고 假定하면 $U^* = 7U$ 의 關係를 알 수 있다.

또한, 實際 物性值資料⁵⁾를 熱抵抗 概念을 빌어서 代입한 理論値는 약 $27.05W/m^2K$ 였으며, 本 실험에서 구한 값을 代입한 熱貫流率(實驗値)은 약 $37.56W/m^2K$ 였다. 여기서, 實驗値가 높게 나타나는 것은 적용한 數式, 즉 Rohsenow式¹⁶⁾과 Nusselt式의 傾向과 本 실험 데이터와의 誤差를 同一傾向으로 보면, 시스템운용에는 큰 問題가 없다고 생각된다.

따라서, 本 시스템의 熱設計에 理論値를 基準으로 프로그램을 수행할 수 있음을 알 수 있다.

4.3. 히트 파이프群의 配列 決定

本 시스템의 시뮬레이션에 맞는 히트 파이프群의 配列을 결정하기 위해서, 먼저 製氷部의 容量을 계산한다. 즉, 冷房可動時間을 5時間(오전11:00~오후4:00), 얼음의 物性值와 融解熱을 考慮하면, 製氷部體積은 $5.5m^3$ 로 산정되며, 따라서 長方形일 경우 히트 파이프 길이를 $3m$ 로 추정할 수 있다.

그러므로, 히트 파이프群의 配列은 히트 파이프 개수 $N=30$ 으로 가정하고, ΔT 를 히트 파이프 入·出口의 溫度差라하면

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \cdot N \quad (23)$$

에서 各列마다 反復計算을 컴퓨터로 수행하면 23列에서 出口端 溫度가 $19.97^\circ C$ 에 도달하게 된다.

이러한 計算 수행의 結果를 프롯트하면 Fig. 8과 같이 線型的으로 減少함을 알 수 있으며, 또한 濕空氣에서 除去되는 凝縮水量도 점차적으로 감소하고 있음을 알 수 있다.

以上的 結果를 綜合하면, 히트 파이프 群의 體積은 약 $1m \times 1.5m \times 3m$ 크기의 長方形으로 推定할 수 있다.

6. 結 論

얼음 冷却部를 갖는 히트 파이프다발을 利用한 深夜電力 冷蓄熱시스템의 性能特性을 把握하기 위한 實驗裝置를 設計製作하여, 實驗을 행하고, 그 結果를 利用하여 實際로 空氣調和 모델을 設定하

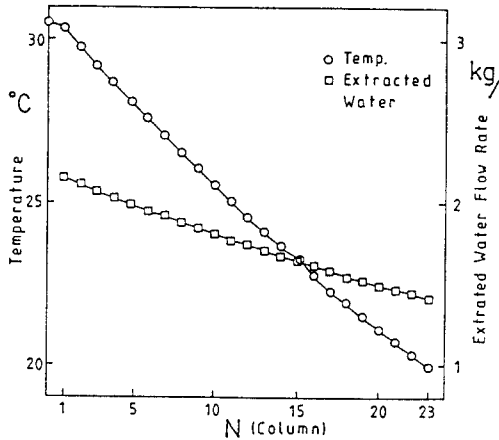


Fig. 8 Temperature Variation and Extracted Water Rate according to Heat-pipe Column

고, 開發한 컴퓨터프로그램을 통하여 시뮬레이션을 행한 結果를 要約하면 다음과 같다.

(1) 本 實驗을 통하여, 熱抵抗 概念에 의한 콘덕턴스모델로서, 各部의 熱傳達係數와 熱流束을 計算하여 히트 파이프群의 熱貫流率을 算定할 수 있었다.

(2) 本 研究에서 시도한 空氣調和시스템에서 P, C를 利用하여 濕空氣物性值 및 濕空氣線圖를 얻어 낼 수 있었다.

(3) 空氣調和 모델의 시뮬레이션을 통해 本 시스템의 熱設計를 概略적으로 행한 結果 室內發熱量 70kW를 除去하기 위해서 23열×30개의 히트 파이프 配列을 推定할 수 있었다.

(4) 本 研究에서 使用한 프로그램으로 Air-conditioning 시스템의 熱設計에 필요한 資料 및 問題點을 補完, 點檢할 수 있었다.

後 記

本 研究는 91年度 産學協同財團과 (株)東和精器의 研究費 支援에 의하여 이루어졌으며, 濕空氣物性值整理에 대해서는 北海道大學 谷口 博, 工藤一彦教授로부터 많은 도움을 받았다.

同 財團 및 關係者 여러분께 감사를 드립니다.

參考文獻

1) 韓國電力公社 營業處 需要開發部: 氷蓄熱시스

템(概要, 設計 및 事例調査), 明文印刷工社, pp. 1~119(1990)

2) 日本技術經濟 ヤンター編: 히트파이프應用設計 핸드북, pp.145~167 (1976)

3) 空氣調和·衛生工學會: 空氣調和設備의 實務의 知識, 오ム社, pp.23~46 (1976)

4) 西川兼康: 傳熱學, 理工學社, pp.289~353 (1988)

5) 田中俊六, 魏龍浩譯: 太陽熱冷暖房시스템, 圖書出版 兄弟社, pp. 32~44 (1978)

6) 日本機械學會: 傳熱工學資料改訂 第4版, 丸善, pp. 156~189(1989)

7) 龍鎬澤: 熱傳達演習, 圖書出版 源和, pp. 311~338 (1989)

8) 李盛雨: 營養化學, 東明社, pp. 243~258 (1983)

9) 伊藤直明: 設計用最大熱負荷計算法에 關する 研究, 空氣調和·衛生工學, 第63卷, 第10號, pp. 843~853 (1989)

10) Gaugler, R.S.: Heat Transfer Device, US Patent Office No.2350348 Patented June (1944)

11) Ueda Tatsuhiro: サーモサイフォン型 히트파이프의 熱輸送限界에 關する 研究, 研究成果報告書(1987)

12) Colburn, A.P.: A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data and a Comparison with Fluid Friction, Trans. Am Inst. Chem. Eng. Vol. 29, pp. 174~210 (1933)

13) Pierson, O.L.: Experimental Investigation of the Influence of Tubes Arrangement on Convection Heat Transfer and Flow Resistance in Cross Flow of Gases over Tube Banks, Trans.ASME, Vol. 59, pp. 563~572 (1937)

14) Hoge, E.C.: Experimental Investigation of Effects of Equipment Size on Convection Heat Transfer and Flow Resistance in Cross Flow of Gases over Tube Banks, Trans. ASME, Vol. 59, pp. 573~581 (1937)

15) Grimson, E.D.: Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and Heat Transfer for Cross Flow of Gases over Tube Banks, Trans. ASME, Vol. 60, pp. 583~594 (1938)

- 16) Žukauskas, A : Advances in Heat Transfer,
Vol. 8, Academic Press pp. 93~113 (1972)
- 17) Rohsenow, W.M. : A Method of Correlation

Heat Transfer Data for Surface Boiling of
Liquid, ASME. Vol. 74, pp. 969~976 (1952)