

## 히이트파이프 다발을 이용한 冷蓄熱시스템에서의 對流熱傳達에 관한 研究

權衡正\* · 金京錫\*\* · 金京根\*\*\*

A Study on the Convective Heat Transfer in a Regenerative  
Ice Energy System by a Bundle of the Heat-pipes.

Gweon Hyeong-jeong, Kim Kyong-suk, Kim Kyung-kun

### 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, which inevitably entails the construction of an additional electric power plant.

This study is aimed to carry out a basic experiment for the development of a cooling air conditioning system using the ice energy by the surplus electric power during the night-time.

The experimental apparatus consists of four major parts ; (1)the heating section consisting of the air duct and I.D fan, (2)the cold section with the ice chamber, (3)the bundle of heat pipes made in a form of the staggered arrangement with  $C_y/d_o=2.0$  and  $C_x/d_o=1.73$ , (4)the refrigerator system to cool down the ice chamber.

This study involves an intensive experiment concerning the convective heat transfer of the air flow surrounding the bundle of heat pipes. This major experimental parameters are the amount of working fluid, the velocity of air and the working temperature.

The major findings of the present study are as follows ;

- (1) The optimum amount of the working fluid necessary for the horizontal heat pipes is much more than that for the vertical type.
- (2) The convective heat transfer coefficients of the air are coincided with the empirical equations of Grimson and Žukauskas.
- (3) The equation of the mean heat transfer coefficient obtained in the present study is  $N_{um} = 0.32 Re_{max}^{0.63}$

\* 한국해양대학 대학원

\*\* 한국해기연수원

\*\*\* 한국해양대학

使用記號

- $C_p$  : 定壓比熱 kcal/kg°C
- $C_x$  : 空氣흐름방향의 히트파이프 中心間距離 mm
- $C_y$  : 空氣흐름과 直角方向의 히트파이프 中心間距離 mm
- $d_o$  : 히트파이프 外徑 mm
- $G_v$  : 空氣의 體積流量 m<sup>3</sup>/sec
- $h$  : 熱傳達係數 kcal/m<sup>2</sup>sec°C
- $k$  : 熱傳導係數 kcal/m sec°C
- $L$  : 길이 mm
- $N$  : 히트파이프 개수
- $N_u$  : 닛셀트 수 =  $hd_o/k$
- $P_r$  : 프란틀 수 =  $c_p\mu/k$
- $Q$  : 傳熱量 kcal/hr
- $q$  : 熱流束 kcal/m<sup>2</sup>hr
- $r_o$  : 히트파이프 外側半徑 mm
- $Re$  : 레이놀즈 수
- $T_{om}$  : 出口側 平均空氣溫度 °C
- $T_{wf}$  : 히트파이프 外表面局部溫度 °C
- $U_{(y)}$  : y方向 速度分布 m/sec
- $V_h$  : 히트파이프 蒸發部 內部容積 m<sup>3</sup>
- $V^+$  : 히트파이프 蒸發部 內部容積에 대한 作動液體의 容積比  
= (作動液 體積/蒸發部 內部容積)
- $x$  : 空氣의 흐름방향 座標
- $y$  : 空氣의 흐름과 直角方向 座標
- $\theta$  : 角度 deg
- $\rho$  : 密度 kg/m<sup>3</sup>
- $\nu$  : 動粘性係數 m<sup>2</sup>/sec

添 字

- a : 斷熱部
- c : 凝縮部
- s : 停滯點(Stagnation Point)
- h : 蒸發部
- m : 平均
- max : 最大
- w : 壁面

1. 序 論

우리나라는 1960년도 經濟開發이 시작된 이래 飛躍的인 產業의 發展과 國民生活의 向上으로 1990년 現在 總發電量이 약2100만kw에 도달하였다. 이에 따른 에너지 資源의 種類別 그리고 地域別의 安定的 分配라는 側面으로부터 原子力發電所의 建設이 持續的으로 推進되어 Fig.1에 表示된 바와 같이 우리나라의 總發電容量중에서 原子力發電이 차지하는 比率이 약 36%에 도달하였다. 그러나, 原子力發電은 修理, 保守期間을 제외하면 一定 出力을 發生하기 때문에 우리나라가 使用하는 實際의 發電量 1200만kw중(平均負荷率: 60%)에서 原子力發電이 차지하는 比率은 60%를 上回하게 되었다.

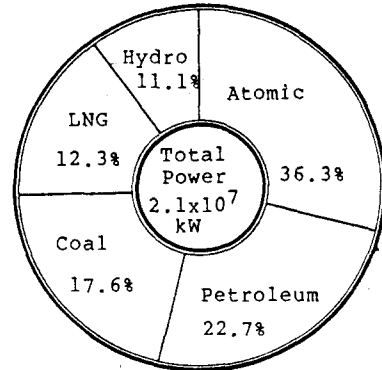


Fig. 1 National Power Plants Capacities according to the Source of Fuel in 1990.

國民生活이 先進國型에 도달할수록 年中 最大使用電力의 피크치는 7月과 8月, 時間的으로 是 오후 3시 前後에 存在하는 것으로 알려져 있다. 實際로 1990년도는 8月 13日 오후 3시경으로 瞬間最大使用電力은 1725만kw였다. 이는 우리나라 總發電容量의 80%에 相當한다. 이와 같은 점은 일단 定常運轉狀態에 到達하면 거의 一定한 出力을 發生하여야 하는 原子力發電所의 特性때문에 피크電力에 대비하기 위하여 火力發電所 建設에 의한 總發電容量을 增加시키거나, 火力發電所의 심한 負荷變動運轉을 必要

로 하는 어려움을 發生시킨다. 그러므로 여름철 한낮에 冷房裝置의 稼動으로 야기되는 年中最大電力의 피크치를 緩和시키는 것은 매우 重要한 工學的 意味를 갖는다고 생각된다.

冷熱을 輪送하는 傳熱素子인 히트파이프에 關해서는 1944年 R.S Gaugler<sup>1)</sup>가 처음으로 作動原理를 提案하고, 1965년에 T.P Cotter<sup>2)</sup>에 의해 基本理論이 發表된 後, 熱工學的 側面의 熱輪送限界, 히트파이프 內部의 流動 및 傳熱狀態, 그리고 作動流體등에 關한 研究가 Ueda Tatsuhiro<sup>3)</sup>등에 의해 行해져 왔다.

한편, 圓管群의 空氣對流 熱傳達到 關해서는 1933年 Colburn<sup>4)</sup>이 어긋나기형 管群에 있어서의 熱傳達率을 무차원화한 管群 全體의 平均넛셀트數를 프란틀數와 레이놀즈數의 函數로 表示하였으며, 1937年 Pierson<sup>5)</sup>과 Huge<sup>6)</sup>가 같은 時期에 圓管간격과 配熱樣式에 따른 實驗結果를 發表하였다.

그 後 Grimson<sup>7)</sup>이 空氣流에 대한 平均熱傳達率을 레이놀즈수만의 函數로 整理하여 現在 많이 利用되고 있다. 1970年代末 부터는 Kostic<sup>8)</sup>과 Žukauskas<sup>9)</sup>등에 의해 管群의 各圓管에 있어서의 平均熱傳達率에 關해서 活潑한 研究<sup>10)11)</sup>가 行해지고 있다.

本 實驗에서는 深夜의 剩餘電力을 利用하여 얼음 形態로 冷熱을 蓄熱, 한낮에 使用할 수

있는 實驗室 規模의 蓄熱시스템을 實際로 設計 製作하여 實驗을 行하였다.

얼음의 狀態로 蓄熱된 冷熱이 冷房공기로 移動되는 일련의 熱傳達 過程에 있어서 히트파이프로부터 空氣로의 對流熱傳達率은 實際의 冷房裝置 熱設計의 基礎가 된다. 또한, 本 研究에서와 같이 管群에서의 對流熱傳達到의 경우에는 管群 下流部에서의 速度分布 및 溫度分布가 關心의 對象이 되며, 얼음으로부터 空氣로의 冷熱 輪送이라는 觀點에서는 히트파이프內 作動流體의 流量 및 作動壓力에 따라서 冷熱의 輪送能力이 어떻게 影響을 받는가도 매우 重要하다.

本 論文은 히트파이프에서 空氣로의 對流熱傳達到 關한 從來의 理論 및 實驗의 研究結果와 本 實驗結果와의 關係를 보다 明確히 함으로써, 히트파이프 다발을 利用한 冷房시스템의 熱設計에 關한 基礎的인 性能特性을 考察한 것이다.

## 2. 實驗裝置 및 實驗方法

### 2.1 實驗裝置

實驗裝置의 構成은 Fig. 2에서 보는 바와 같이 主 實驗部인 加熱部(A), 加熱부와 冷却部

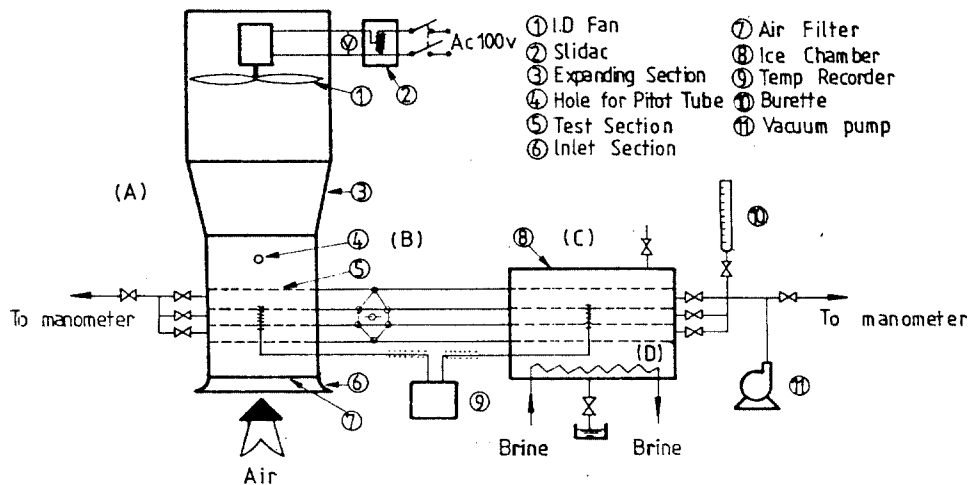


Fig. 2 Schematic Diagram of Experimental Apparatus.

를 連結하는 斷熱部(B), 冷却部(C) 및 冷却部의 물을 얼리기 위한 製氷部(D)로 構成되어 있다.

그리고 흡입형 送風機에 의하여 吸引된 冷房用空氣는 送風機와 直結된 直流電動機의 電壓調整에 의하여 送風量이 調整되고, 닥트 入口部와 空氣필터를 거치면서 均一한 흐름으로 된다음, 히트파이프群을 지나면서 熱傳達이 이루어진다.

加熱部에서 冷却部로의 히트파이프를 통한 熱의 移動過程은, 作動 流體인 R-113이 空氣로부터 熱을 흡수하여 蒸發하게 되며, 이에 필요한 蒸發潛熱에 相當하는 熱量이 冷却部에서 凝蓄潛熱形態로 低溫의 얼음부에 傳達되는 과정이다. 이러한 熱傳達過程이 되풀이됨으로써 얼음이 連續적으로 融解되어 結局 蓄熱된 冷熱이 加熱部の 空氣로 移動되게 된다.

冷却部の 製氷은 얼음탱크 바닥에 設置한 브라인라인에 冷却된 브라인이 循環함으로써 이루어진다.

Fig. 3은 히트파이프 素子와 熱電對 位置를 나타낸다. 實驗用 히트파이프는 內徑 16mm, 두께 3mm, 길이 1,000mm의 黃銅 파이프로이며, 그 兩端은 테이퍼 나사로 加工한 캡너트를 利用하여 密封하였다. 히트파이프 內부의 動作

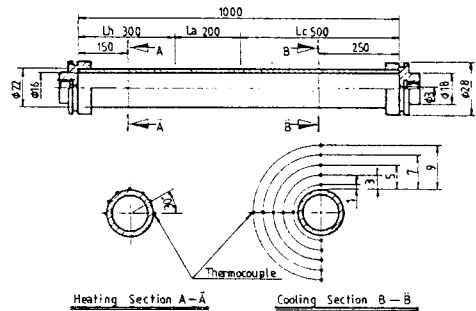
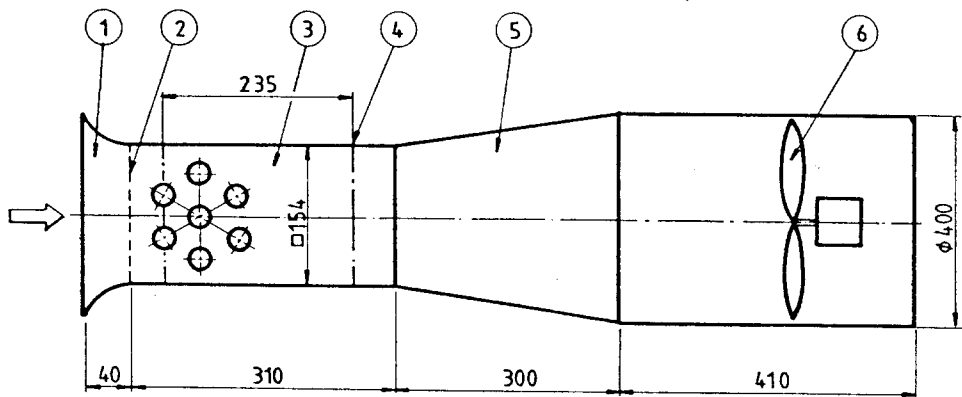


Fig. 3 Detailed Diagram of the Heat Pipe Element and Position of Thermocouples.

流體 溫度 測定用 熱電對는 50 $\mu$ m의 C-A 熱電對이며, 加熱部 및 冷却部の 端部로부터 各 各 150mm, 250mm의 파이프내부 中心線에 固定하였다.

또한, Fig. 4에서 보는 實驗用 히트파이프 중에서 中心에 있는 主 實驗用 히트파이프 (Main heat pipe)에는 보다 詳細한 熱傳達 特性을 把握하기 위하여 加熱部の 外表面에 停滯點에서부터 30度 間隔의 圓周 方向으로 熱電對를 附着시켰으며, 製氷部の 얼음중에는 얼음의 形成過程과 融解過程을 觀察하기 위하여 파이프 表面에서부터 1, 3, 5, 7, 9mm의 距離로 上, 下 및 앞쪽으로 直徑 0.1mm의 C-C 熱



① Inlet Section ② Air filter ③ Test Section  
④ Hole for pitot Tube ⑤ Expanding Sect. ⑥ I.D. Fan & D.C. Motor

Fig. 4 Test Section.

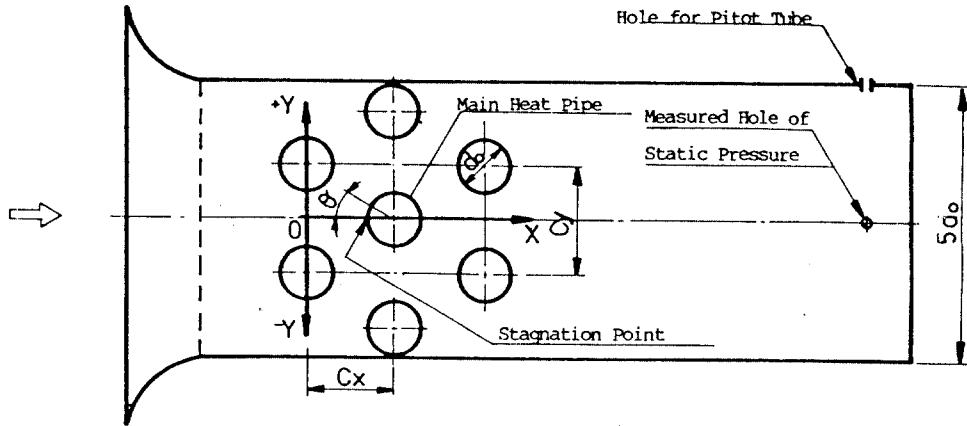


Fig. 5 Coordinates of Heat Pipes in Test Section.

電對를 設置하였다.

Fig. 5는 닥트와 直角으로 配置된 히트파이프 群의 詳細한 配置狀態와 座標軸의 設定을 나타낸다.

이 그림에서 보는 바와 같이 히트파이프 사이의 間隔은 空氣의 흐름방향거리  $C_x = 1.73 d_0$ , 直角방향 거리  $C_y = 2.0 d_0$ 의 水平型 어긋나기 配列(Staggered Arrangement)로 하였다.

### 2.2 實驗方法

各 히트파이프 內部를 眞空狀態로 한 다음 作動液인 R-113을 注入 眞空펌프를 利用하여 空氣를 完全히 排際하여 所定量을 維持시킨다.

冷却部の 열음탱크에 製水을 완료한 後 各部의 溫度 및 壓力을 測定하기 위한 自動溫度記錄計 및 精密差壓計를 設置함으로써 實驗準備가 완료된다.

送風機를 空氣流量이 一定히 維持되도록 운전하면서, 히트파이프내 作動流體飽和溫度가 所定溫度에서 그 變動이  $\pm 0.2^\circ\text{C}$  程度 以內로 維持되는 定常狀態에 到達하면 必要한 各部의 溫度 및 壓力을 測定한다. 이렇게 하여 所定の 實驗條件에서 測定이 끝나면 空氣流速을 段階的으로 높여가며 實驗을 行하고, 또한 히트파이프 內部的 作動液量을 變化시켜서 實驗을 반복하였다.

本 實驗에서의 空氣의 流速에 對한 實驗範圍는 레이놀즈수가  $1.4 \times 10^3 \sim 12.4 \times 10^3$  범위에 對하여, 作動液의 封入量은 히트파이프 蒸發部 內部容積에 對한 作動液體의 容積比  $V^+ = 66, 100, 150\%$ 의 3가지 경우를 택하였다.

## 3. 實驗結果 및 考察

### 3.1 實驗部の 速度分布 및 溫度分布

Fig. 6은 Fig. 5에서 보는 바와 같이 히트파이프 下流部에 設置된 피토휐관 注入口에서 測定한 닥트內 높이방향의 平均速度에 對한 局部平均 空氣速度의 速度變動率을 나타낸다.

그림에서 보는 바와 같이  $y/d_0 = +2.3$ 과  $y/d_0 = -2.5$ 부근의 變動率이 크며 레이놀즈수가 增加할수록 速度變動率이 減少함을 알 수 있는데 이것은 流速이 增加할수록 管群 背面에서 많은 渦流가 發生하기 때문이라 생각된다.

또한,  $y/d_0 = 0$ 을 基準으로 아래쪽이 平均的으로 작은 것은 닥트內 空氣의 溫度差로 인한 密度差가 생겨 下向循環하는 自然對流에 의한 2차 흐름의 影響으로 流速이 減少되기 때문이라 생각된다.

Fig. 7은 Fig. 6과 같은 位置에서 測定한 實驗部 管群 出口端에서의 溫度分布를 나타낸다. 이 그림에서 레이놀즈수가 增加할수록 平均的

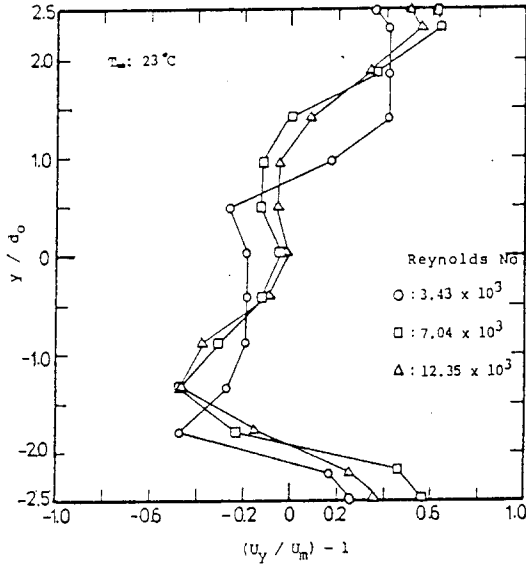


Fig. 6 Local Mean Velocity Distribution to the Mean Value.

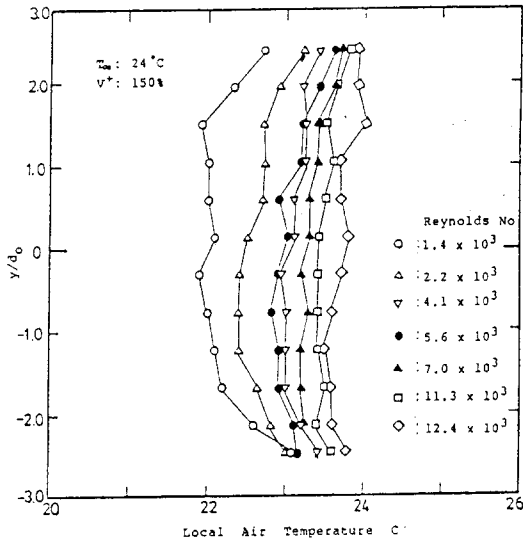


Fig. 7 Local Air Temperature Distribution according to Reynolds Number.

인 온도분포는 평탄하게 되는데, 이도流速이 증가함에 따라서渦流가擴大되어空氣의混合이促進되는데起因한다고 생각된다. 또한,  $y/d_0=0$ 을基準으로 닥트下部의溫度가上部에 비하여 낮게 나타나는 것도自然對流의影響으로 생각된다. Fig. 6과 Fig. 7에서 레이놀

즈수  $Re$ 는 닥트入口部에서斷面平均流速을  $U_m$ , 히트파이프外徑  $d_0$ 를代表길이로 하여定義하였다. 단,  $U_m$ 은 닥트斷面을 10mm間隔의 높이방향으로等分하여實際로局部流速을測定하여,各測定區間の流速이 같다는假定下에積分하여計算하였다. 즉,數式으로表現하면,

$$Re = \frac{U_m d_0}{\nu}, \quad U_m = \frac{\int_{-y_0}^{+y_0} U(y) dy}{2y_0} \quad (1)$$

또한,出口部에서 닥트斷面平均流速은  $U_m = G_v / (5d_0 L_h)$ 이며,主實驗用 히트파이프가設置된位置에서의斷面平均流速은  $U_{max} = (2d_0 \cdot L_h)$ 이므로,空氣의溫度變化에 의한體積變化를無視하면近似的으로

$$U_{max} = 2.5 U_m \quad (2)$$

### 3.2 空氣의 强制對流 熱傳達

空氣로부터 히트파이프群에傳達된全傳熱量  $Q$ 는 다음식과 같이 된다.

$$Q = \rho G_v c_p (T_\infty - T_{om}) \quad (3)$$

단, 위식에서  $G_v$ 는대상流路( $5d_0 \times L_h$ )內空氣의單位時間當의體積流量을,  $\rho$ 는密度를,  $c_p$ 는定壓比熱을 나타내며,  $T_\infty$ 는 히트파이프入口部에서의平均入口溫度이고,  $T_{om}$ 은出口部에서  $y$ 方向溫度分佈에서 구한平均的인出口空氣溫度를 나타낸다.

Fig. 8은 레이놀즈수  $Re_{max}$ 의變化에 따른式(3)에 의하여計算한全傳熱量  $Q$ 의變化를 나타낸다. 여기에서 레이놀즈수  $Re_{max}$ 는主實驗用 히트파이프가設置된位置에서의最大斷面平均流速  $U_{max}$ 를代表速度로,  $d_0$ 를代表 길이로 하여計算하였다. 그림에서 보는 바와 같이全體의傾向으로는 히트파이프內作動流體의封入量이增加할수록全傳熱量  $Q$ 도增加함을 알 수 있다. 또한封入量이 150%일 경우는 레이놀즈수  $Re_{max}$ 의增加에 따라서安定的으로全傳熱量이完滿히增加하나, 100%와

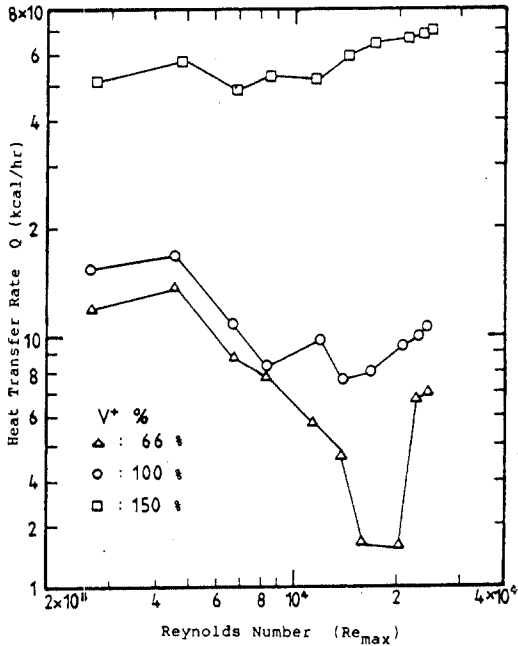


Fig. 8 Variation of Total Heat Transfer Rate according to Reynolds Number.

60%의 경우는 레이놀즈수 4500 부근에서 급激하게 줄어들고 있는 不安定한 傾向을 나타내고 있음을 알 수 있다.

Harada 등은 鉛直型 단독히트파이프의 경우 傳熱量을 最大로 하기 위한 最適의 무차원 봉입량은  $V^*=30\%$  전후임을 밝히고 있다.<sup>15)</sup> 이에 비하여 히트파이프의 姿勢가 水平狀態인 本實驗의 경우에는 凝縮部에서 蒸發部로의 液相 動作流體의 還流가 늦어져 보다 많은 封入流量을 必要로 함을 알 수 있다. 따라서, 本研究論文에서는 適正한 봉입량으로 判斷되는  $V^*=150\%$ 인 경우에 實驗 데이터에 關하여 以下에서 보다 詳細한 實驗的 分析를 하기로 한다.

N개의 全 히트파이프 蒸發部 外表面에서의 平均的인 熱流束은 實質的으로 다음 식에서 구할 수 있다.

$$q = Q / (N \pi d_o L_h) \quad (4)$$

단, 위식에서 N은 히트파이프 개수,  $L_h$ 는 空氣에 의한 對流熱傳達到 이루어지는 加熱部

에 노출된 히트파이프의 길이를 나타내며,  $d_o$ 는 히트파이프의 外徑을 나타낸다.

主 實驗用 히트파이프 임의의 圓周方向 각도  $\theta$ 의 位置에서 히트파이프의 外表面 溫度를  $T_{\omega\theta}$ 라고 하면 그 位置에서의 局所熱傳達率  $h_\theta$ 는

$$h_\theta = q / (T_\infty - T_{\omega\theta}) \quad (5)$$

위식과 같이 定義되는 히트파이프 外表面의 局所熱傳達率  $h_\theta$ 는 一般的으로 角度  $\theta$ 에 따라서 다르므로 圓周방향의 平均熱傳達率  $h_m$ 은,

$$h_m = \frac{\int_0^{2\pi} h_\theta r d\theta}{\int_0^{2\pi} r d\theta} \quad (6)$$

本 實驗에서는 主 實驗用 히트파이프 外表面에 30도의 等角度로 外表面 溫度를 測定하기 위한 12개의 熱電對가 附着되어 있다. 그러므로, 實驗的인 식(6)의 近似값은,

$$h_m \approx \frac{1}{12} \sum_{i=1}^{12} h_{\theta i} \quad (7)$$

局所 熱傳達係數  $h_\theta$ 로부터 局所넛셀트수  $N_{u\theta}$ 는 다음과 같이 定義된다.

$$N_{u\theta} = \frac{h_\theta d_o}{k} \quad (8)$$

또한 平均넛셀트수  $N_{um}$ 은 식(7)로부터 다음과 같이 定義된다.

$$N_{um} = \frac{h_m d_o}{k} \quad (9)$$

단,  $k$ 는 空氣의 熱傳導率로서 本 實驗에서는 實驗部 入口와 出口에서의 空氣平均溫度 ( $T_\infty + T_{om}/2$ )에 대한 값을 취하였다.

圓管의 停滯點에서의 熱傳達率의 파악은 圓管 外部의 對流 熱傳達 問題에 있어서 대단히 重要하다고 생각된다. Spalding<sup>13)</sup>은 單獨 圓管의 停滯點에서의 넛셀트수에 대하여 다음과 같은 實驗式을 提案하였다.

$$N_{us} = 1.14 Re_{max}^{1/2} Pr^{0.4} \quad (10)$$

Fig. 9는 本 實驗에서 測定한 停滯點의 局所熱傳達率로부터 구한 停滯點의 넛셀트수를 Spalding<sup>13)</sup> 및 Shinya<sup>14)</sup>의 實驗式에서 구한 값

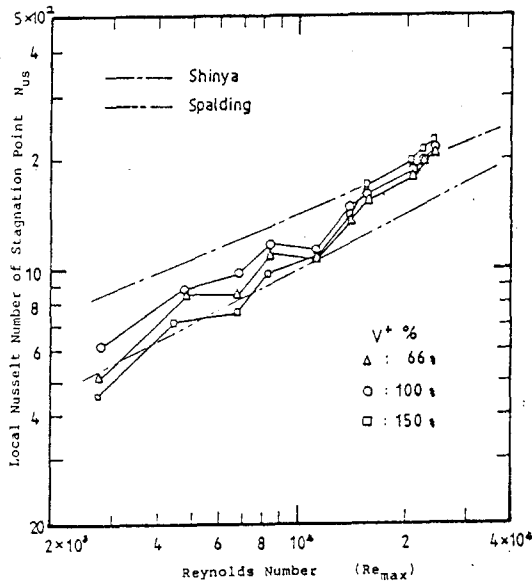


Fig. 9 Local Nusselt Number at Stagnation Point.

을 比較한 것이다. 前述한 바와 같이 본 實驗範圍에 있어서 適正한 封入量이라고 判斷되는  $V^+=150\%$  인 경우에 대한 停滯點에서의 너셀트수는 실험적으로 다음과 같은 식을 얻었다.

$$N_{us} = 0.11 Re_{max}^{0.75} \quad (11)$$

圓管주위의 熱傳達率은 層流에서 亂流로의 遷移와, 圓管後流에 의한 剝離等 圓管주위의 상황에 따라 복잡하다. 單獨 圓管의 前面에 대한 停滯點으로부터의 圓周角  $\theta$ 에 따른 局所 너셀트수에 관한 Spalding의 實驗式은

$$N_{u\theta} = 1.14 Re_{max}^{1/2} Pr [1 - (\theta/90)^3] \quad (12)$$

Fig. 10은  $V^+=150\%$ 인 경우의 본 實驗結果와 圓管 前面에 대한 Spalding이 提案한 식으로부터의 計算値를 比較한 것이다. 이 그림에서 본 實驗値가 높게 나타나는 것은, 圓管群중의 中心部에 位置한 히트파이프를 主 實驗用으로 하였기 때문에, 近處의 隣接한 圓管의 後流에서 促進되는 亂流渦의 影響인 것으로 생각된다.

또한 圓管의 背面에서  $\theta$ 의 범위  $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ 에 대한 Igarashi의 實驗式은 다음과 같다.

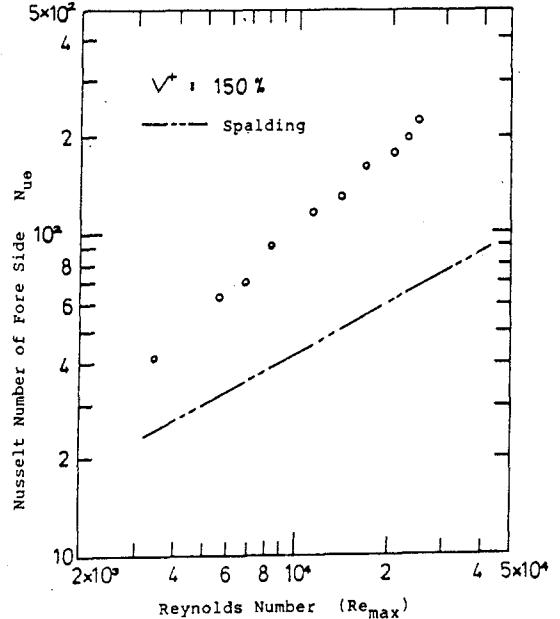


Fig. 10 Nusselt Number on the Fore Side of the Main Heat Pipe.

$$N_{u\theta} = 0.172 [(\theta - 77)/103]^{2/3} Re_{max}^{2/3} \quad (13)$$

$$10^3 \leq Re_{max} \leq 10^5$$

Fig. 11은 Fig. 10의 경우와 동일한 實驗條件에서의 圓管背面에서의 너셀트수로 나타낸 것으로, 본 實驗結果가 Igarashi實驗式에 의한 計算値보다 역시 높은 傾向을 나타내었다.

本 實驗의 全 레이놀즈수 범위에 대하여 圓管 前面과 圓管 背面에서의 너셀트수를 最小自乘法을 利用하여 整理한 結果 다음의 實驗式을 얻었다.

$$N_{umf} = 0.07 Re_{max}^{0.79} \quad (14)$$

$$N_{umb} = 0.11 Re_{max}^{0.74} \quad (15)$$

管群 全體의 平均的인 熱傳達率은 周圍 狀況에 따라 매우 複雜하기 때문에 理論的인 解析보다는 주로 實驗的인 方法으로 研究가 行해지고 있다. 管群에 있어서의 平均 熱傳達率에 대한 從來의 研究結果로서 Žukauskas에 의한 식은

$$N_{um} = 0.35 (C_y/C_x)^{0.2} Re_{max}^{0.6} Pr^{0.35} \quad (16)$$

$$\times (Pr/Pr_w)^{0.25}$$

$$C_y/C_x < 2, 10^3 < Re_{max} < 4 \times 10^4$$



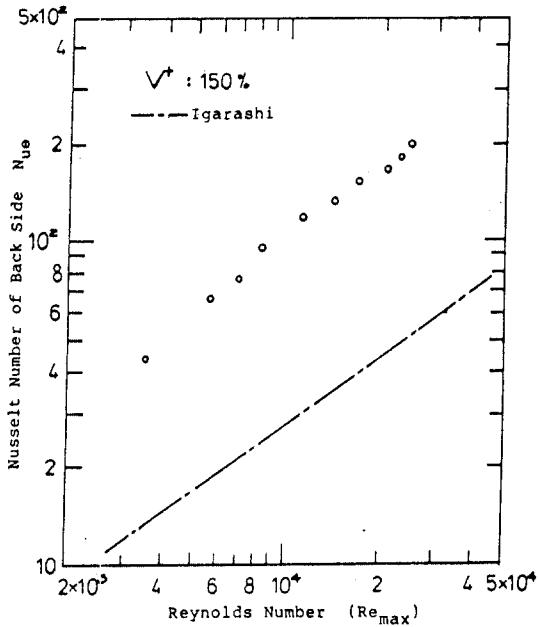


Fig. 11 Nusselt Number on the Back Side of the Main Heat Pipe.

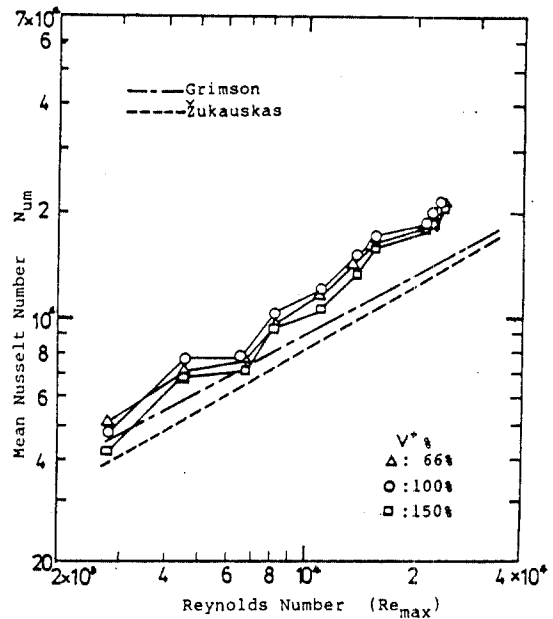


Fig. 12 Comparison of Mean Nusselt Number with the Results of Grimson & Žukauskas.

Grimson은 特히 大氣壓 근방의 空氣流에 對하여,

$$N_{um} = 0.47 Re_{max}^{0.564} \quad (17)$$

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

로 表示하였다.

Fig. 12는 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 測定된 값들의 平均值와 式 (16) 및 式(17)에 의하여 提示된 값들을 比較한 것이다. 全體의인 傾向은 Žukauskas 및 Grimson의 實驗式과 대체로 비슷하며, 레이놀즈수가 커질수록 本 實驗結果가 보다 높게 됨을 알 수 있다. 또한 이 그림에서 作動流體의 封入量은 平均 너셀트수에 그런 큰 影響을 미치지 않는음을 알 수 있다.

本 實驗에서 구한 管群 全體에 對한 實驗式은 다음과 같았다.

$$N_{um} = 0.32 Re_{max}^{0.63} \quad (18)$$

#### 4. 結 論

얼음 冷却部를 갖는 히트파이프 다발을 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, 特히 空氣와 熱交熱部의 空氣流速과 히트파이프내의 封入液量을 變化시키면서 行한 空氣와 히트파이프 사이의 對流熱傳達到 關한 實驗을 통하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 히트파이프가 水平狀態인 本 實驗에 있어서 히트파이프내에서의 熱輸送量을 最大로 하기 위한 最適의 무차원 봉입액량은  $V^+ = 150\%$  정도로서, 鉛直의 경우  $V^+ = 30\%$ 에 比較하여 훨씬 크다는 것을 알 수 있었다.

(2) 主 實驗用 히트파이프의 圓周方向角度  $\theta$ 에 따른 空氣의 對流에 關한 너셀트수는 從來에 提示된 研究結果와 全體의으로 비슷한 實驗的 傾向을 나타내었으며, 各各의 領域에 對하여 本 實驗에서 구한 實驗式은 다음과 같다.

停滯點 :  $N_{us} = 0.11Re_{max}^{0.75}$

圓管前面 :  $N_{umf} = 0.07Re_{max}^{0.79}$

圓管背面 :  $N_{umb} = 0.11Re_{max}^{0.74}$

(3) 圓周方向의 平均넛셀트수에 관한 實驗結果도 從來의 研究結果에서 提示된 實驗式과 좋은 相關을 가졌으며, 다음식으로 整理되었다.

$$N_{um} = 0.32Re_{max}^{0.63}$$

### 參考文獻

- 1) Gaugler, R.S.: Heat Transfer Device US Patent Office. No. 2350348, Patented June (1944)
- 2) Cotter, T.P.: Theory of Heat Pipes. Los Alamos Sci. Lab. Report No. LA-3246-MS (1965)
- 3) Ueda Tatsuhiro: サ-モサイフオン型 ヒートパイプ의 熱輸送限界에 關する 研究, 研究成果報告書 (1987)
- 4) 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)
- 5) 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)
- 6) Huge, 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)
- 7) 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)
- 8) Kostić, Ž.G. and Oka, S.N: Fluid Flow and Heat Transfer with Two Cylinders in Cross Flow, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 15, pp. 279~299 (1972)
- 9) Žukauskas, A: Advances in Heat Transfer, Vol. 8, pp. 93~113, Academic Press. (1972)
- 10) Giedt, W.H.: Investigation of Variation of Point Unit Heat-Transfer Coefficient Around a Cylinder Normal to an Air Stream, Trans. ASME, Vol. 71, pp. 375~381 (1979)
- 11) Igarashi: はく離流의 熱傳達에 關する 研究 日本機械學會論文集, Vol. 39-322, pp. 1890~1899 (1973)
- 12) Bradshaw, P.: Journal of Fluid Mechanics, Vol. 22, pp. 679 (1965)
- 13) Spalding, D.B. and Pon, W.M.: Int. J. Heat and Mass Transfer Vol. 5, pp. 239 (1962)
- 14) Shiny AIBA, 千鳥配列管群의 熱傳達, 日本機械學會論文集, Vol. 48-434, pp. 1976~1984
- 15) K.Harada, S.Inoue: Heat Transfer Characteristics of Large Pipes. Hitachi Zosen Tech, Vol. 41, pp. 167~174 (1980)