10) D.C. Youla, "Single Frequency Synthesis from a prescribed Scattering Matrix," IRE Trans. on Circuit Theormy, Vol.CT-4, pp.340-344, Dec. 1959.

11) Y. Oono and K. Yasuura, "Synthesis of finite pussive 2n-terminal networks with prescribed scattering matrices," Annales des Telecommunication, Vol.9, pp.73-80, 1954.

12) 池東杓, "線型代數와 그 응용," 서울大學校 自然大學數學科 數修, 제 2 장

13) Y. Naito, "Formulation of Frequency Dispersion of Permeability," Trans. IECE of Japan, Vol. 5a-c, pp.297-304, May 1976.

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

얼음 冷却部를 갖는 히트파이프 다발을 利用한 冷房시스템에 關한 硏究

A Study on the Cooling Air Conditioning System Using a Bundle of the Heat Pipes with an Ice Chamber

金 京 錫

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

<目 次>

使用記號
Abstract
第1章 序 論
1.1 本 硏究의 背景
2.1 從來의 關聯硏究 및 本 硏究의 槪要
第2章 實驗裝置 및 實驗方法
2.1 實驗裝置의 槪要
2.2 實驗裝置의 各部詳細
2.3 實驗方法
第3章 實驗結果 및 考察
3.1 速度分布
3.2 溫度分布
3.3 空氣의 强制對流熱傳達
第4章 結 論
參考文獻
附 錄

dCollection

使 用 記 號

A : 面積 m^2

C : 定數

C_1 : 定數

c_p : 定壓比熱 kcal/kgC

Cx : 空氣흐름方向의 히트파이프 中心間距離 mm

Cy : 空氣흐름과 直角方向의 히트파이프 中心間距離 mm

d_o : 히트파이프 外徑 mm

g : 重力加速度 m/sec^2

Gv : 空氣의 體積流量 m^3/hr

h : 熱傳達係數 kcal/m^2hr C

k : 熱傳導係數 kcal/mhr C

L : 길이 mm

N : 히트파이프 개數

n : 定數

N_u : 넛셀트數 = $h \cdot d_o / k$

P_r : 프란틀數 = $c_p \cdot \mu / k$

P : 壓力 kg/cm^2

P_S : 靜壓 kg/cm^2

P_T : 全壓 kg/cm^2

P_V : 動壓 kg/cm^2

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

dCollection

Q	: 傳熱量	kcal/hr
q	: 熱流束	kcal/m^2hr
r_o	: 히트파이프 外側半徑	mm
R_e	: 레이놀즈數	
T	: 溫度	℃
T_{om}	: 出口側 平均空氣溫度	℃
$T_{w\theta}$	: 히트파이프 外表面局部溫度	℃
u	: 速度	m/sec
U_∞	: 無限前方速度	m/sec
$U_{(Y)}$	: 出口側 局部空氣速度	m/sec
V_h	: 히트파이프 蒸發部 內部容積	m^3
V^+	: 히트파이프 蒸發部 內部容積에 對한 作動流體의 容積比	
X	: 空氣의 흐름方向 座標	
Y	: 空氣의 흐름과 直角方向 座標	
z	: 基準線에서의 높이	m
γ	: 比重量	kg/m^3
θ	: 角度	deg
μ	: 粘性係數	kg/m sec
ν	: 動粘性係數	m^2/sec
ρ	: 密度	kg/m^3

dCollection

添 字

a : 斷熱部

c : 凝縮部

f : 停滯點(Stagnation Point)

h : 蒸發部

m : 平 均

max: 最 大

s : 飽和狀態

w : 壁 面

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

ABSTRACT

In the design of an electric power plant, the peak load necessary to meet the load demand is one of the important factors to be considered. This peak load usually occurs when 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.

Moreover, because the peak load has a tendency of increasing it's value with the improvement of human welfare, this also reguires the contruction of a bigger additional electric power plant. In order to save the investment cost of the additional electric power plant by the peak load, it is necessarily reguired to study how to cope

dCollection

with such a problem. One of the various countermeasures to relieve the peak load is to reserve the surplus electric power while the load demand is less and utilize it when the load demand is more.

This study is aimed to carry out a basic experiment for the development of a cooling air conditioning system with an ice chamber; the latent heat from the ice which is produced with the surplus electric power during night-time can be utilized in a part of the cooling loads during day-time. The experimental apparatus consists of four major parts; the heating section consisting of the air duct and I.D fan, the cooling section with the ice chamber, the bundle of heat pipes made in a form of the staggered arrangement with $Cy/d_o=2.0$ and $Cx/d_o=1.73$, and the refrigerator 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. The major experimental parameters are the amount of working fluid, the velocity of air and the working temperature.

The major findings of the study are as follows;

(1) The optimum amount of 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 experimental results of Grimson and Žukauskas.

(3) The equation of the mean heat transfer coefficient obtained in the present study is $Num=0.32R_{emax.}^{0.63}$.

Collection

第1章 序 論

1.1 本 硏究의 背景

우리나라는 1960년도 經濟開發이 시작된 이래 飛躍的인 産業의 發展과 國民生活의 향상으로 1988년 現在 總發電容量이 약 1900만kW에 到達하였다. 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 지속적으로 推進되어 금년도에 原電 7, 8號機를 준공함으로써, Fig. 1·1에 表示된 바와 같이 우리나라의 總發電容量中에서 原子力發電이 차지하는 비율이 약 30 %에 到達하였다. 그러나 原子力發電은 修理, 補修期間을 除外하면 一定出力을 발생하기 때문에, 우리나라가 使用하는 實際의 發電量 1100만kW중 (平均負荷率 : 60 %)에서 原子力發電이 차지하는 비율은 50 %를 上回하게 되었다.

國民生活이 先進國形에 到達할수록 年中 最大使用電力의 피크치는 7月과 8月, 時間으로는 낮 12時에서 오후 3시 사이에 존재하는 것으로 알려져 있다. 실제로 금년도는 8月 10日 오후 2시경으로 瞬間最大使用電力은 1365만kW였다. 이는 總發電容量의 71 %에 상당하는 것으로 平均的으로 使用하는 電力 1100만kW에 比較하여 265만kW만큼 큰 것이다.

한편 금년도에 建設된 原子力發電所 7, 8號機 (施設容量 95만kW × 2機)를 基準으로 할 경우 1만kW당의 建設費는 약 130억원으로

막대한 建設費가 要求된다.

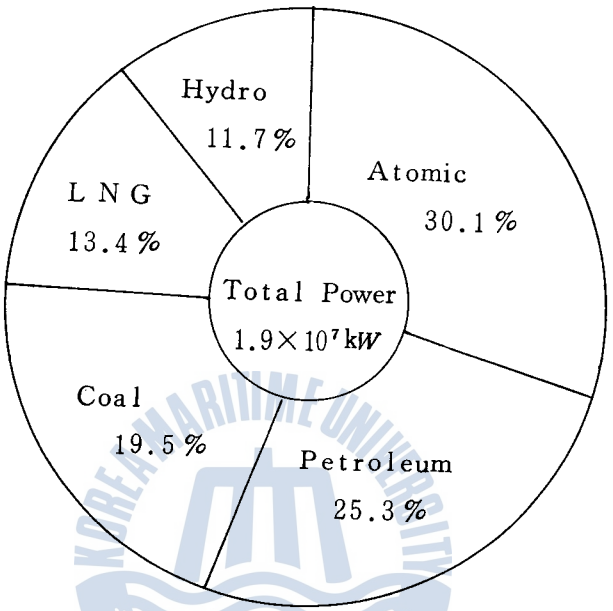


Fig.1·1 Distribution Ratio of National Power Plant Capacity according to the Source of Fuel in 1988.

이와 같은 점은, 일단 正常運轉狀態에 到達하면 거의 一定한 出力을 발생하여야 하는 原子力發電所가 全體發電容量에서 차지하는 비율이 增加하기 때문에, 단순히 피크電力에 대비하기 위하여 總發電容量을 增加시켜야 하는 어려움을 발생시킨다.

1996년에는 原子力發電이 總電力生産量에서 차지하는 比重은 더욱 높아져 48.2%에 到達할 전망이므로, 피크電力의 緩和를 위한 多方面의 對策이 더욱 要求될 것이다.

그러므로 여름철 한낮에 冷房裝置의 稼動으로 發生하는 年中最大

電力의 피크치를 緩和시키는 것은 매우 重要한 의미를 갖는다고 생각된다. 本 研究는 이와 같은 背景을 基礎로 하여 深夜의 剩餘電力을 利用하여 얼음에 冷熱을 蓄熱시켜, 한낮에 使用할 수 있는 冷房시스템의 開發을 위하여 基礎的으로 行한 研究이다.

1.2 從來의 關聯研究 및 本 研究의 概要

本 研究에 있어서 冷熱을 輸送하는 傳熱素子인 히트파이프에 관해서는 1944年 R. S Gaugler[1]가 처음으로 作動原理를 提案하고, 1965年에 T. P Cotter[2]에 依해 基本理論이 發表된 後, 熱工學的 側面의 熱輸送限界, 히트파이프內部의 流動 및 傳熱狀態, 그리고 作動流體等에 關한 많은 研究가 Ueda Tatsuhiro[3]等에 의해 研究되어 왔다.

한편, 圓管群의 空氣對流熱傳達에 關해서는 1933年 Colburn[4]이 시그재그形 管群에 있어서의 熱傳達率을 無次元化한 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[5]과 Huge[6]가 같은 時期에 圓管間隔과 配列様式에 따른 實驗結果를 發表하였다.

그 後 Grimson[7]이 空氣流에 對한 平均熱傳達率을 레이놀즈數만의 函數로 整理하여 現在 많이 利用되고 있다. 1970年代末부터는 Kostić[8]과 Žukauskas[9]等에 依해 管群의 各 圓管에 있어서의 平均熱傳達率에 관해서 活潑한 研究가 行해지고 있다.

本 研究에서는 1.1節에서 記述한 바와 같이 深夜電力을 利用

하여 여름철 冷房電力에 충당함으로써 電力의 피크値를 緩和시키고자 하는 努力의 하나로, 얼음에 蓄熱된 冷熱을 히트파이프라는 傳熱素子를 使用하여 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 行하였다. 本 實驗裝置의 傳熱過程은 冷房用 空氣를 送風덕트를 통하여 히트파이프群을 거치게 함으로써 空氣의 强制對流熱傳達에 의하여 히트파이프內部의 作動液을 蒸發시켜 冷房用 空氣는 冷却된다.

이 때 蒸發潛熱을 吸收한 가스狀態의 作動流體는 凝縮部로 移動하여 冷却部의 얼음에 의해 凝縮됨으로써 아이스챔버內의 얼음은 融解하게 된다. 즉, 얼음의 狀態로 蓄熱된 冷熱이 冷房空氣로 移動되는 傳熱過程이다.

이러한 一聯의 熱傳達過程에 있어서 히트파이프로부터 空氣로의 對流熱傳達率은 실제로 冷房裝置를 設計함에 있어 매우 중요한데, 이 값은 圓周方向의 위치에 따라서 또한 無限前方의 空氣速度의 크기에 따라서 변하게 된다. 그리고 本 硏究와 같이 管群에서의 對流熱傳達의 경우에는 管群의 下流部에서의 速度分布 및 溫度分布가 중요한 硏究의 關心對象이 되며, 얼음으로부터 空氣로의 冷熱의 輸送이라는 관점에서는 히트파이프內 作動流體의 流量 및 作動壓力에 따라서 冷熱의 輸送能力이 어떻게 영향을 받는가도 매우 重要하다. 本 硏究에서는 특히 이들에 관한 本 實驗結果와 從來의 理論的 硏究 및 實驗的 硏究[7][9][13][14][16]와의 關係를 보다 명확히 함으로써, 히트파이프 다발을 이용한 冷房시스템의 硏究開發을 위한 基礎的 硏究資料를 얻는데 本 硏究의 目的이 있다.

dCollection

本 實驗用의 아이스챔버 (가로 500 ㎜ × 세로 300 ㎜ × 높이 300 ㎜) 는 冷凍能力 3,000 kcal/h 의 冷凍裝置를 基準으로 設計하여, 얼음溫度가 −20 ℃에서 +20 ℃까지 상승할 경우 약 4500 kcal의 冷熱의 蓄熱能力을 갖는다. 히트파이프素子는 內徑 16 ㎜, 外徑 22 ㎜ 및 길이 1,000 ㎜의 黃銅管이며, 7 개로 구성된 히트파이프 다발을 空氣흐름과 直角方向으로 圓管外徑의 2 倍거리, 空氣흐름方向으로 1.73 倍의 거리로 어긋나기形 (Staggered) 正 3 角配列을 하여 水平으로 設置하였다. 히트파이프內部 作動流體는 熱輸送特性이 뛰어난 R − 113을 使用하였다.

히트파이프의 加熱部 즉 히트파이프로부터 冷房用 空氣로 對流熱傳達이 일어나는 부분의 길이는 약 300 ㎜로서, 300 ㎜ × 154 ㎜ 의 直 4 角形 덕트內에 노출시켰다. 本 實驗에서 製作使用한 풍동은 製作費의 節減을 위하여 吸込形 풍동을 使用하였다. 덕트 入口部에서의 流速을 ~[illegible] 의 범위내에서 連續的으로 流速을 可變할 수 있는 容量으로, 팬모터 容量이 [illegible].75kW인 軸流팬이다. 空氣의 流速에 對한 實驗範圍는 레이놀즈數 1.4 × 10^3 에서 12.4 × 10^3 이다.

第2章 實驗裝置 및 實驗方法

2.1 實驗裝置의 概要

Fig.2·1에 實驗裝置의 概略圖를 나타내었다.

이 그림에서와 같이 實驗裝置는 主 實驗部인 加熱部(A), 斷熱部(B), 冷却部(C) 및 冷却部의 물을 얼리기 위한 冷凍裝置로 구성된다. 또한 實驗中 各部의 溫度를 記錄하기 위한 디지탈溫度記錄計⑨가 設置되었다.

加熱部의 軸流式 送風機①은 吸込形으로서, 슬라이닥②에 의한 電壓調節만으로 정확한 回轉數를 維持할 수 있는 直流電動機에 直結되어 있으며, 送風機를 所定의 回轉數로 運轉하게 되면 덕트入口部⑥으로부터 空氣가 吸引되어 空氣필터⑦을 거치면서 均一한 흐름으로 되고, 히트파이프群⑤를 지나면서 熱傳達이 이루어진다.

熱의 移動過程은 作動流體인 R-113이 空氣로부터 熱을 吸收하여 蒸發하게 되고, 이 때의 蒸發潛熱이 冷却部에서 凝縮되면서 低溫의 얼음으로 傳導된다. 이러한 熱傳達過程이 되풀이됨으로써 얼음이 연속적으로 融解되어 結局 얼음의 冷熱이 加熱部의 空氣로 移動되게 된다. 히트파이프內의 作動流體는, 眞空펌프⑪을 利用하여 먼저 각 히트파이프內를 眞空으로 한 다음 뷰렛⑩을 利用하여 一定量의 R-113이 注入된다.

冷却部의 얼음탱크⑧은 독립된 라인을 통하여 물을 補充하고 排出할 수 있도록 하였다.

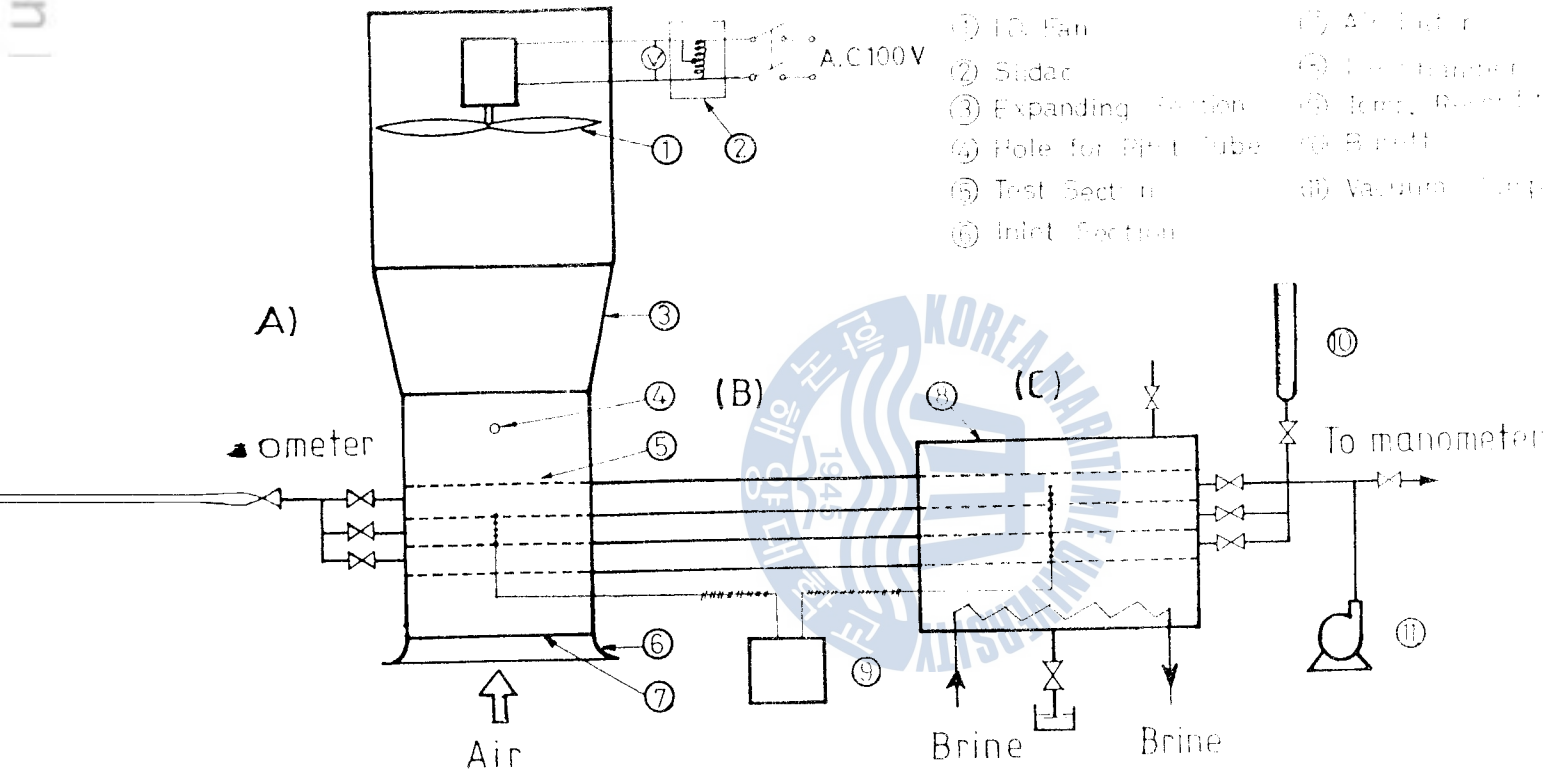


Fig.2-1 Schematic Diagram of Experimental Apparatus

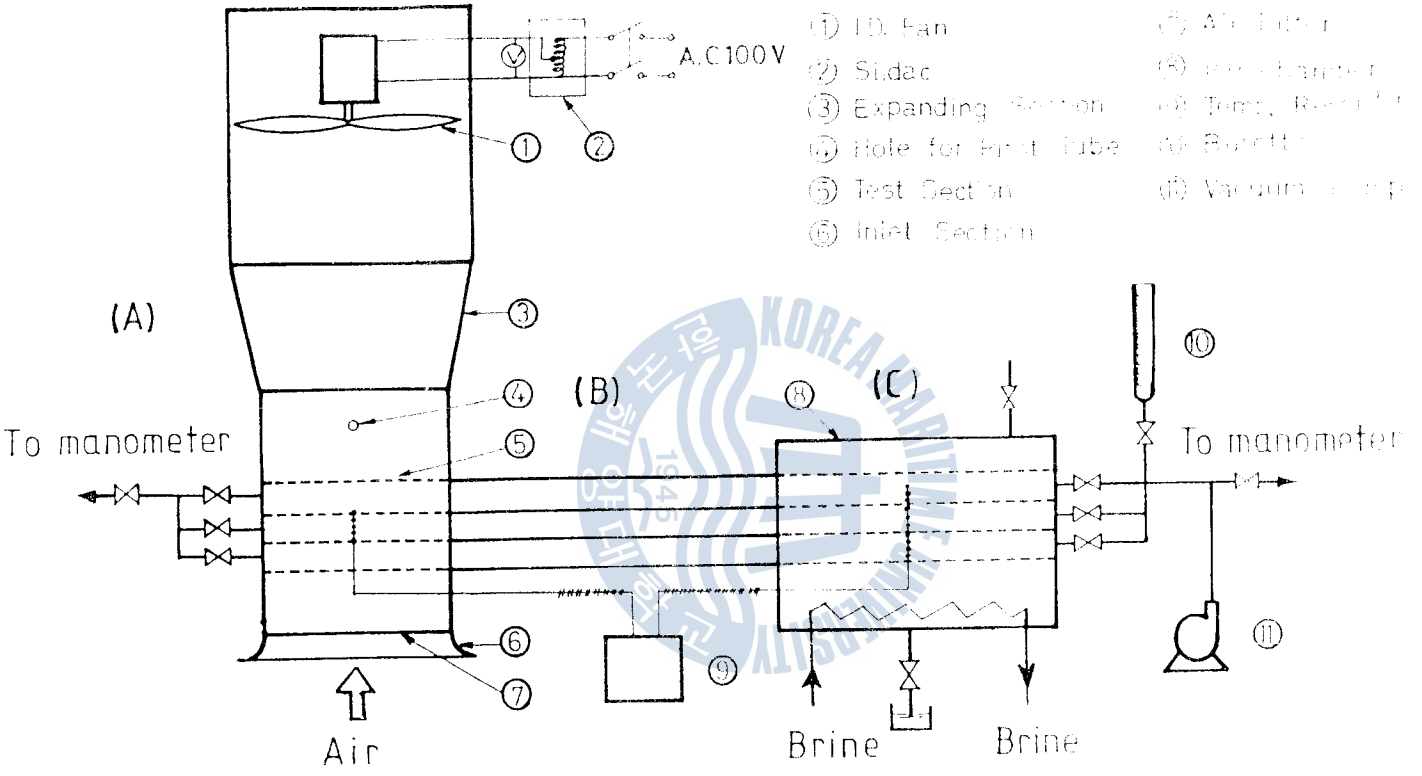


Fig.2·1 Schematic Diagram of Experimental Apparatus

製氷은 탱크바닥에 設置한 브라인라인에 冷却된 브라인이 循環함으로써 이루어진다.

冷凍裝置〔附錄Ⅰ參照〕는 壓縮機에서 壓縮된 R-12冷媒가스가 凝縮器에서 冷却水에 의한 冷却에 의하여 凝縮된 後, 팽창밸브에서 斷熱팽창된 液體冷媒가 蒸發器에서 브라인으로부터 熱을 吸收하여 蒸發한다.

蒸發器의 低溫브라인은 브라인펌프에 의하여 冷却部 얼음탱크內의 브라인라인을 循環하게 된다. 實驗中의 各部 溫度 및 壓力은 運轉用 게이지판에 設置된 溫度計와 壓力計에 表示되며 冷媒, 브라인 및 冷却水量은 冷媒流量計, 브라인流量計 및 冷却水流量計로 각각 測定된다.

Photo 2·1은 全體의 實驗裝置를 나타낸다.

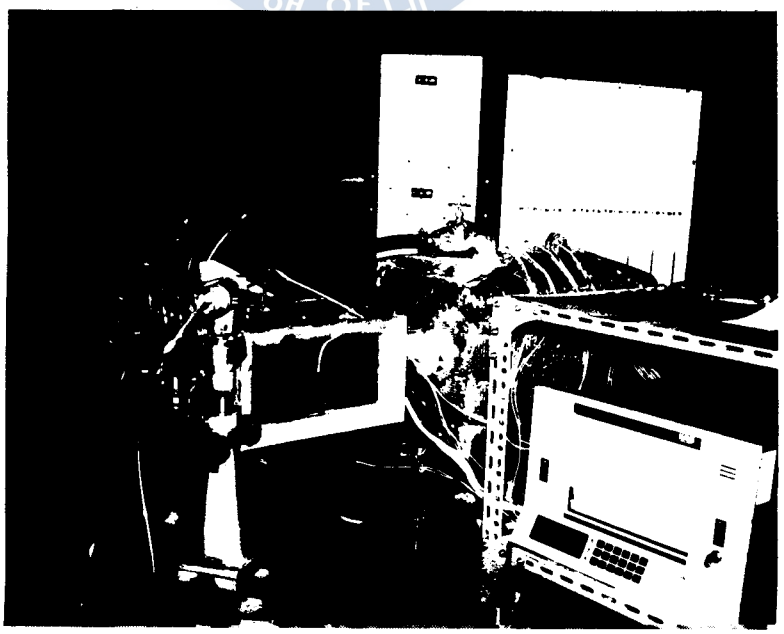


Photo 2·1 Photo of Experimental Apparatus

Collection

2.2 實驗裝置의 各部詳細

2.2.1 히트파이프素子

히트파이프의 材質은 구리 60 %, 아연 40 %로 된 黃銅으로서, 內徑 16 ㎜, 두께 3 ㎜, 길이 1,000 ㎜이다. 파이프兩端은 氣密이 양호한 테어퍼나사로 加工한 캡너트를 設計製作하여 使用하였다. 히트파이프內의 壓力測定과 作動液의 補充을 위하여 캡너트 中心部에 直徑 3 ㎜의 구멍을 加工하여 나사로 眞空用밸브와 連結하였다.

히트파이프 內部溫度 測定用 熱電對는 外徑 0.5 ㎜의 스테인리스튜브內에 外徑 50 ㎛의 C-A素線을 挿入하여 製作하였다. 이 熱電對는 測定位置가 加熱部 및 冷却部의 端部로부터 각각 150 ㎜, 250 ㎜가 되도록 파이프內部 中心線上에 固定하였다.

또한, 主 實驗用 히트파이프(Main heat pipe)의 熱傳達特性을 把握하기 위하여 加熱部의 파이프表面에 停滯點에서부터 30° 間隔으로 圓周方向으로 熱電對를 附着하고, 冷却部에는 파이프表面에서부터 1 ㎜, 3 ㎜, 5 ㎜, 7 ㎜, 9 ㎜의 距離로 上, 下 및 앞쪽으로 直徑 0.1 ㎜ C-C熱電對를 設置하였다.

Fig.2·2는 히트파이프素子와 熱電對位置를, Fig.2·3은 히트파이프兩端의 캡너트의 詳細圖를 각각 나타낸다.

2.2.2 加熱部

加熱部는 空氣流路를 構成하는 덕트와 히트파이프群 및 送風機로 되어 있다. 空氣덕트는 空氣의 흐름方向에따라 入口部, 空氣필터

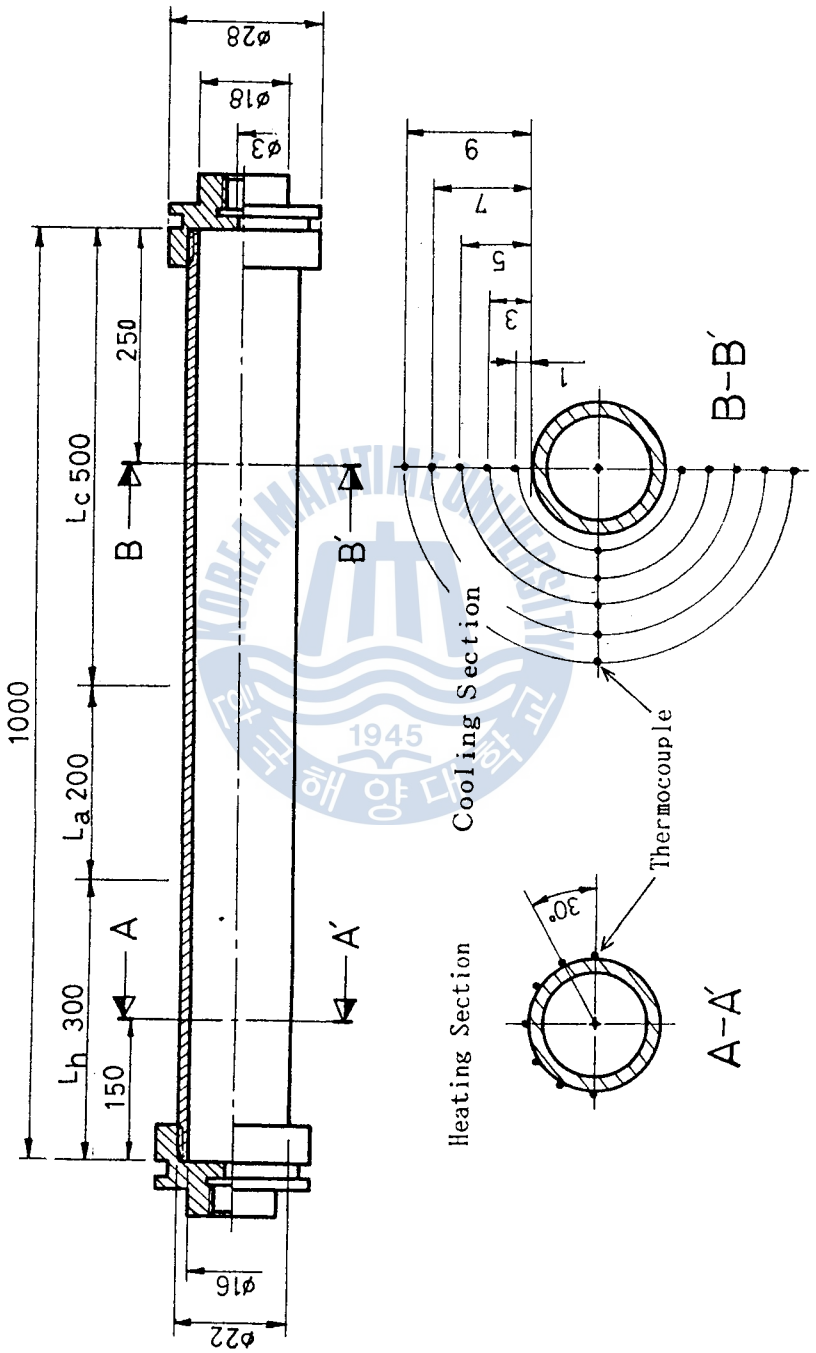


Fig.2·2 Detailed Diagram of the Heat Pipe Element and Position of Thermocouples

dCollection

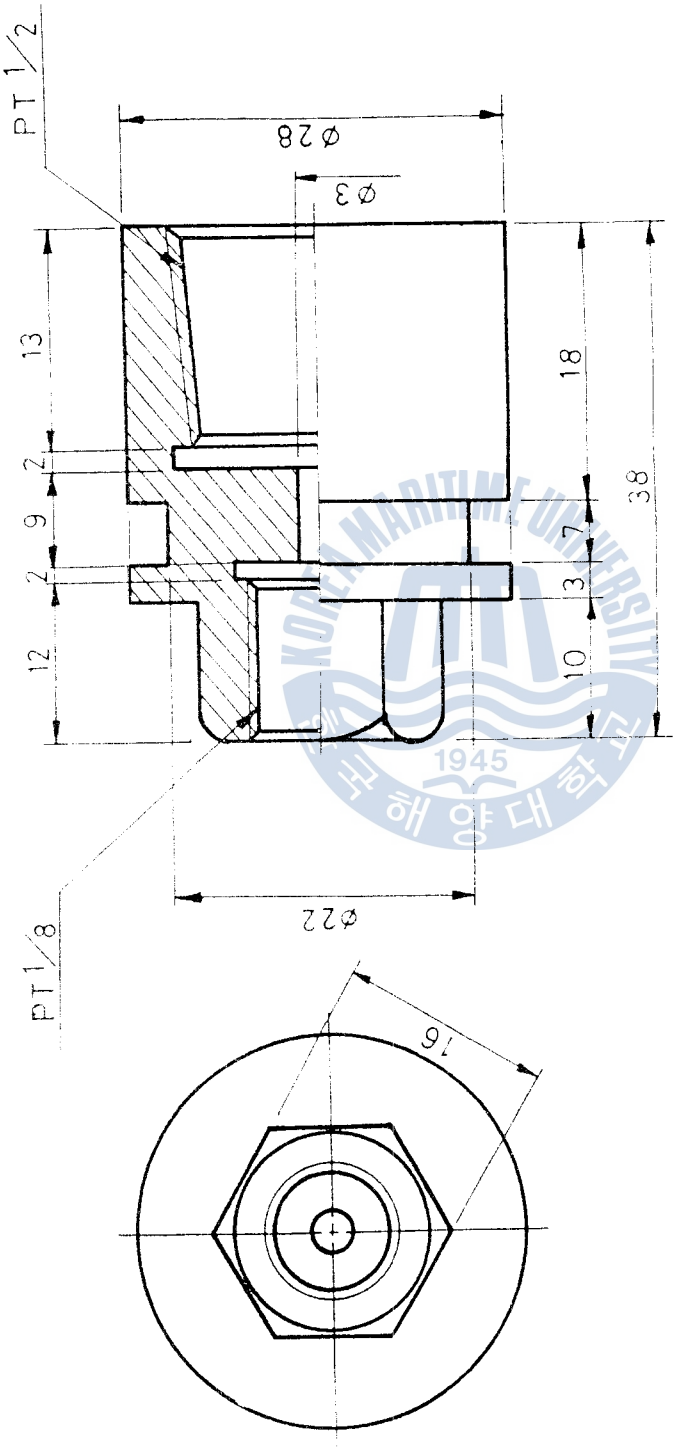


Fig. 2-3 Detailed Diagram of the Cap Nut for Heat Pipe

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

dCollection

②, 測定部③, 擴大部⑤ 및 送風機⑥으로 構成되었다. 本 實驗用 풍동은 吸込形 開放풍동으로 Fig.2·4에 主要치수를 나타내었다.

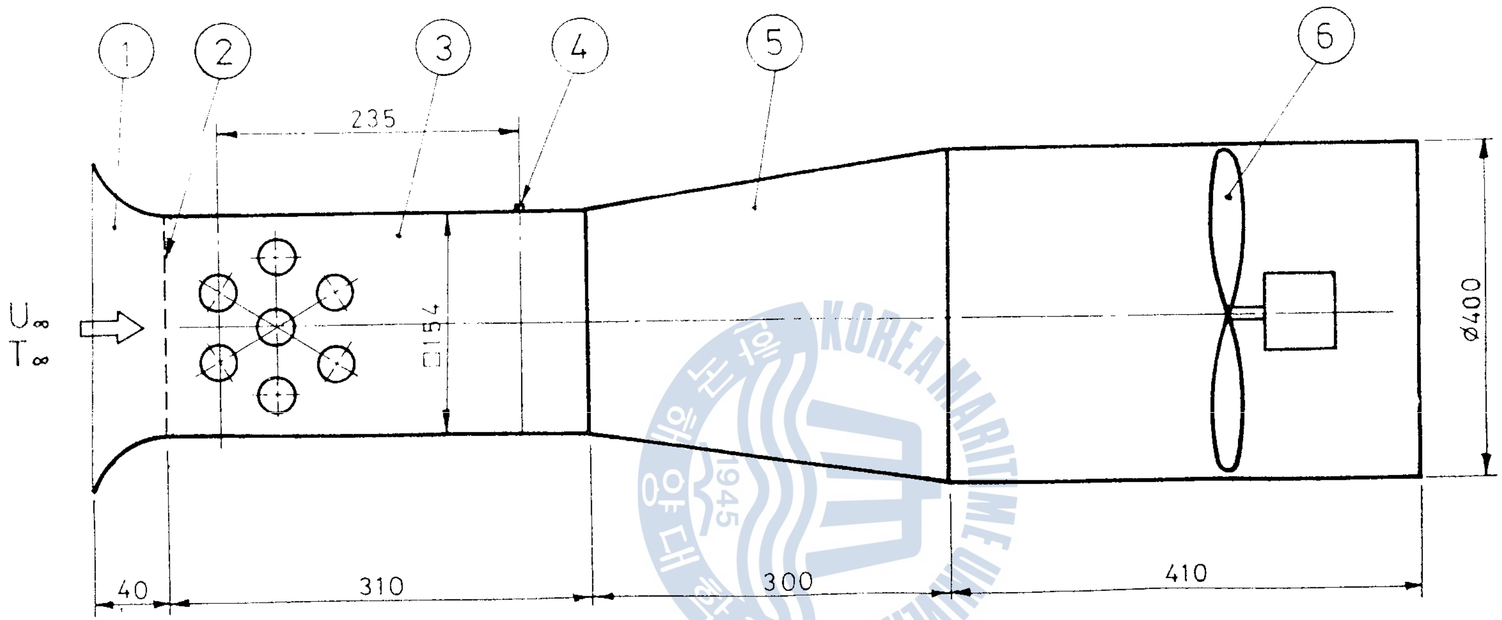
入口部①은 吸入空氣의 均一한 흐름을 위하여 直徑80㎜의 나무막대를 4등분한 入口가이드를 設置하였으며, 空氣필터②는 不均一性이나 亂流成分 등을 되도록 억제하기 위한 것이다. 이 整流網에 관하여는, 網絲의 直徑을 代表길이로 한 레이놀즈數가 40以下일 때 網의 下流에 亂流가 생기지 않는다는 條件[10][11]에서 網絲直徑 0.1㎜, 40메쉬인 스테인리스網을 채택하였다.

測定部③은 가로300㎜, 세로310㎜, 높이154㎜의 4角斷面으로 空氣흐름과 直角方向으로 히트파이프가 設置되고, 擴大部 바로 앞에는 流速을 測定하기 위한 피토튜브挿入孔④를 設置하였으며, 여기에서 피토튜브端部에 부착한 熱電對를 통하여 出口平均溫度도 測定할 수 있게 하였다.

本 實驗用 풍동은 吸込形으로서 實驗部內가 大氣壓 以下로 되므로, 實驗部의 氣密維持를 확실히 하여야 한다. 따라서 內壁面을 매끄럽게 加工하고 連結部는 요철이 없도록 하였으며, 실리콘接着劑를 利用하여 完全氣密시켰다. 또한, 送風機에서 발생하는 機械的 振動이 實驗部에 영향을 미치지 않도록 고무패킹을 使用하여 固定하였으며 히트파이프와의 連結部는 固定너트와 O-링으로 氣密을 유지시켰다.

擴大部⑤는 4角斷面의 測定部와 圓形斷面의 出口部를 連結하는 것으로 本 實驗에서는 擴大角50°, 擴大面積比 2.7로 하였다.

以上의 덕트와 直角으로 連結된 히트파이프群은 Fig.2·5와 같이 配列되어 있으며, 各 圓管間間隔은 空氣의 흐름方向距離 C_x=



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

Fig.2·4 Schematic Diagram of Heating Section

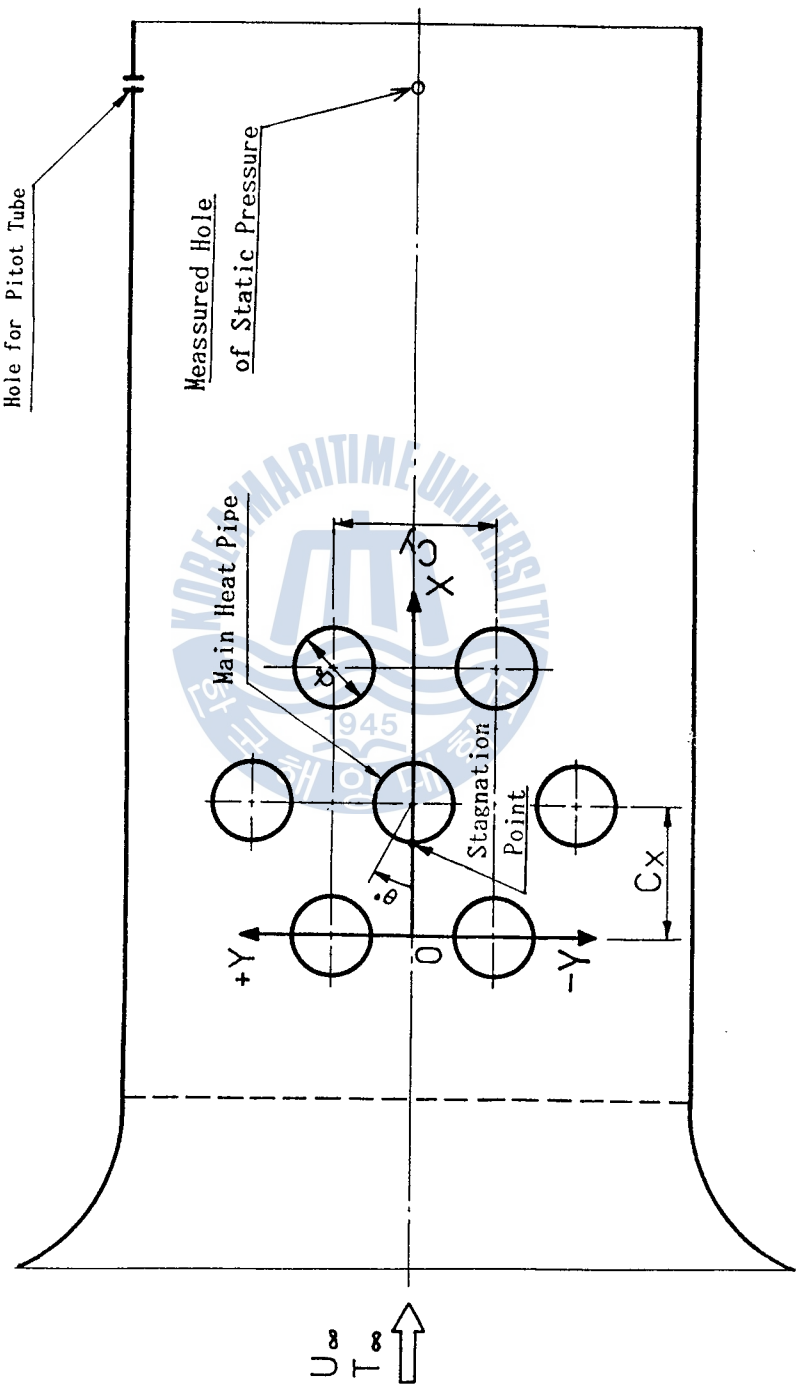


Fig.2·5 Coordinates of Heat Pipes in Test Section

dCollection

Photo 2·2 Photo of Heating Section

dCollection

1.73d_o, 直角方向距離 C_Y=2.0d_o의 水平形 어긋나기配列(Staggered Arrangement)로 하였다.

또한, 測定部 後端에 피토튜브挿入孔을 만들어 空氣速度를 測定할 수 있게 하였다. 덕트內의 靜壓測定을 위하여 피토튜브挿入孔과 같은 距離의 側面中央에 直徑 2 ㎜의 靜壓測定孔을 面에 垂直으로 設置하여 마이크로마노메터에 연결할 수 있도록 하였다. 各部 溫度의 測定은 2·2·1에서 說明한 바와 같이 主 實驗파이프 表面에 30° 間隔으로 設置된 直徑 0.1 ㎜의 Copper-Constantan 熱電對를 連結한 디지탈 溫度記錄計로 測定한다.

Photo 2·2는 全體 加熱部의 사진이다.

2.2.3 冷却部

冷却部는 製氷을 위한 물탱크와 브라인라인으로 구분되며 히트파이프는 加熱部와 같은 間隔으로 물탱크의 가로方向으로 設置되어 있다.

물탱크는 가로 500 ㎜, 세로 300 ㎜, 높이 300 ㎜의 크기로 두께 10 ㎜의 鐵板으로 製作하였다. 물탱크 側面과 히트파이프와의 접촉부의 구조는 加熱部와 同一하다.

브라인라인은 外徑 19 ㎜, 길이 7.0 ㎜의 구리파이프를 루우프式으로 製作하여 탱크內部 바닥에 設置하였으며, 製氷能力을 增加시키기 위하여 탱크上部 外面에 外徑 25 ㎜, 길이 4.5 ㎜의 銅파이프를 內部브라인라인과 並列連結하였다.

물탱크 下部의 中央에는 100 ㎜높이에 排水파이프를 設置하여 製

dCollection

水中 얼음의 팽창에 의한 中央部의 加壓된 물이 빠져나올 수 있게 하여 탱크파손을 防止하였다.

히트파이프의 溫度測定을 위하여 Fig.2·2에 表示한 것과 같이 冷却部 끝단으로부터 250 *mm*위치의 外部表面과 파이프內部 中央에 熱電對를 設置하고 얼음의 凝固 및 融解過程을 實測하기 위하여 上·下部와 側面方向으로 表面으로부터 各各 1,3,6,9,12 *mm* 위치에 熱電對를 設置하였으며, 實驗中 얼음融解時 얼음의 位置가 變하지 않도록 스테인리스網을 設置하였다.

實驗裝置에 使用한 斷熱材는 아티론板, 아티론튜브, 글라스울 等이며 實驗裝置의 運轉時나 各部測定에 必要한 部分, 即 冷却部의 물탱크 斷熱部, 브라인라인 等은 充分한 斷熱이 되게 하였다.

물탱크를 設計하는데 있어서 탱크의 容量은 冷凍裝置의 冷凍能力을 基準으로 製作하였으며, 內部의 히트파이프群 및 브라인라인 等의 體積을 빼면 약 $4.1\times10^{-2}m^3$으로서 20 ℃의 물을 -20 ℃의 얼음으로 製氷할 경우의 蓄熱量은 약 4500kcal가 된다. 本 實驗에 使用한 冷凍裝置의 冷凍能力은 3,000kcal/hr로서 冷凍效率 60 % 程度이므로 약 2時間 30分程度의 製氷時間이 必要함을 알 수 있다.

Fig.2·6은 一般 에어콘의 冷房面積에 對한 에어콘의 冷房能力의 關係를 나타내며, 本 實驗裝置의 물탱크의 蓄熱容量을 比較해 보면 20 坪의 冷房面積을 30分間 冷房할 수 있는 能力이며 여름철 한낮에 3時間 동안 冷房을 하기 위해서는 本 탱크容量의 6倍의 容量이 되어야 함을 알 수 있다.

dCollection

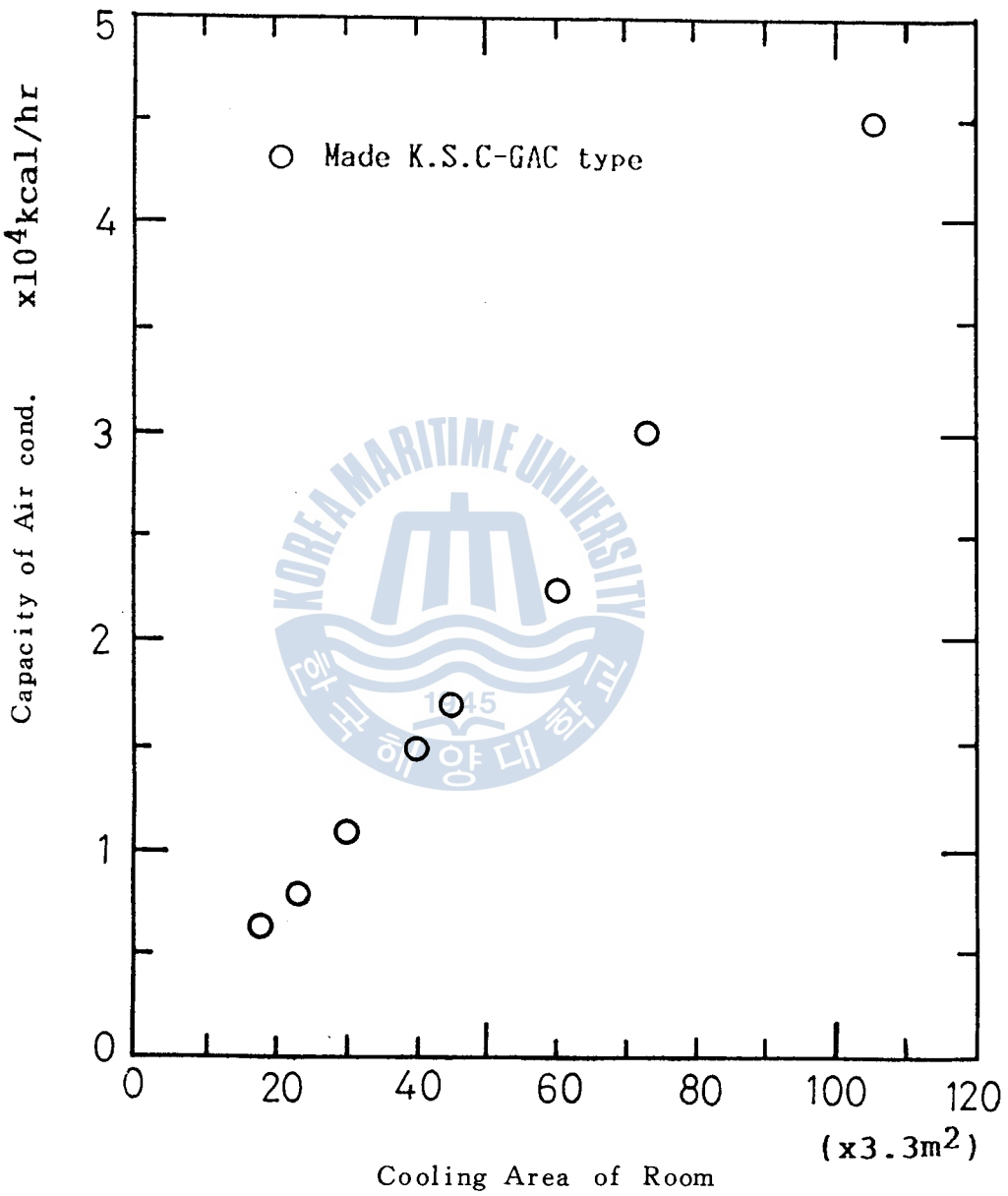


Fig.2·6 The Necessary Cooling Power for the Area of Room of the Modern Building (from Gold Star Catalog, 1988)

dCollection

2.2.4 送風機

送風機(6)은 팬直徑 395 mm인 固定피치 軸流式팬으로 最大風量 $27m^3/min$이며 直流電動機와 直結되어 있으며 整流器와 슬라이닥을 利用하여 回轉數를 停止狀態에서 定格까지 調節할 수 있도록 하였다. 一般的으로 팬의 용량은 動力係數를 基準으로 하며 吸込形인 경우는 1.5 以上으로 한다.[12]

測定部의 面積을 Am^2, 流速을 $u\,m/sec$, 空氣의 密度를 $\rho kg/m^3$이라면, 測定部를 單位時間에 通過하는 空氣의 質量은 ρuA로 되고 單位時間에 通過하는 에너지는 $\frac{1}{2}\rho u^3A$로 된다. 이 에너지와 모터의 動力과의 比가 動力係數이다. 本 實驗에서는 最大流速을 $15m/sec$로 가정할 경우 모터의 動力은 0.2 마력以上이면 可能하나 容量이 充分하도록 하기 위하여 1.0 마력의 모터를 使用하였다.

Fig.2·7은 送風機 제어도면이며 Fig.2·8은 모터의 入力電壓에 따른 空氣速度의 檢定結果를 나타낸다.

2.2.5 冷凍裝置

冷凍裝置는 冷凍能力 3,000kcal/hr 로서 브라인을 使用하는 間接冷凍方式이며, 壓縮機의 總合效率은 平均해서 약 60 %, 冷凍率은 약 50kcal/hr·ps 이다.

冷凍機에 使用되는 冷媒는 R-12이고 凝縮器는 水冷式이며 브라인은 -40℃의 使用範圍를 갖는 NYBRINE을 사용하였다.

브라인펌프와 冷却部사이의 브라인라인은 글라스울튜브로 充分히 斷熱하였으며 各部의 詳細등은 附錄 I과 같다.

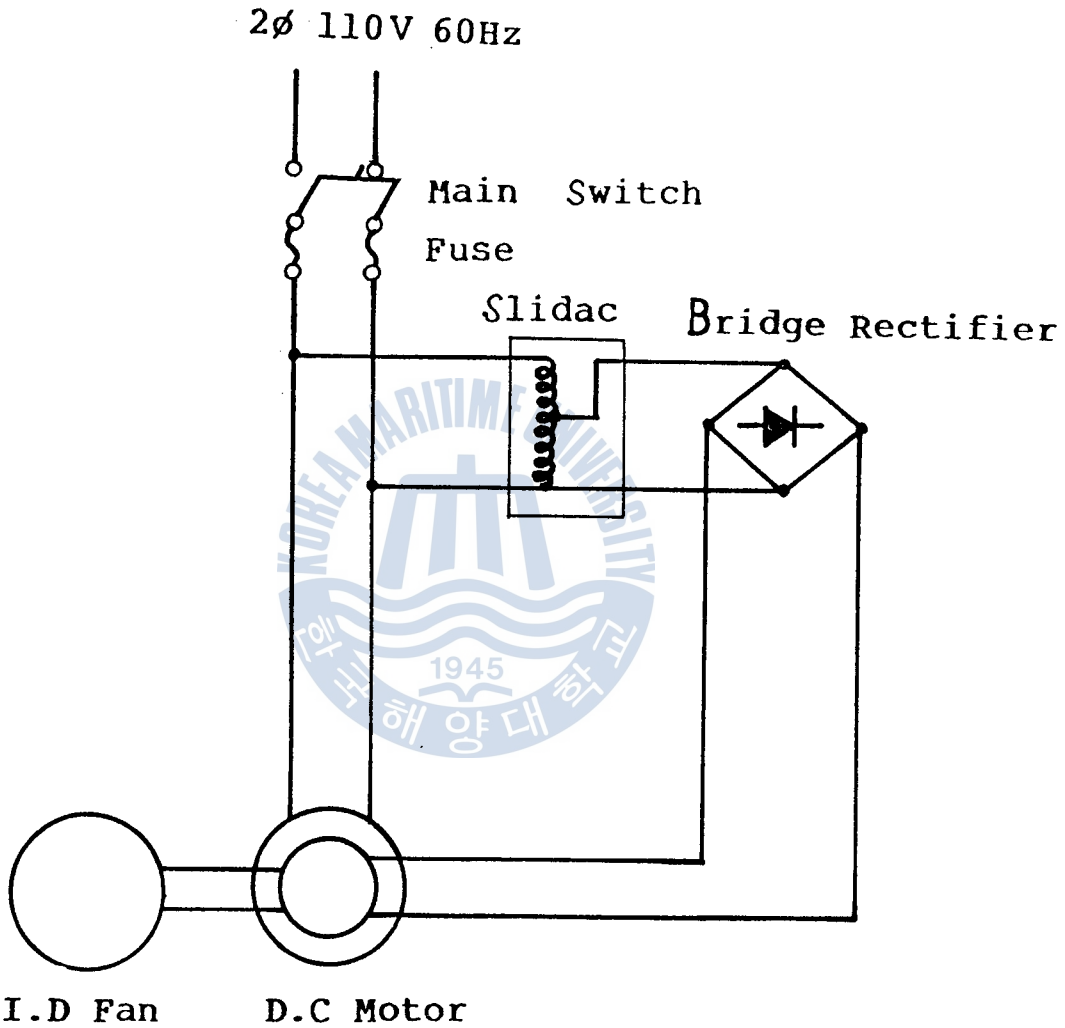


Fig.2·7 Control Circuit for I.D Fan

Collection

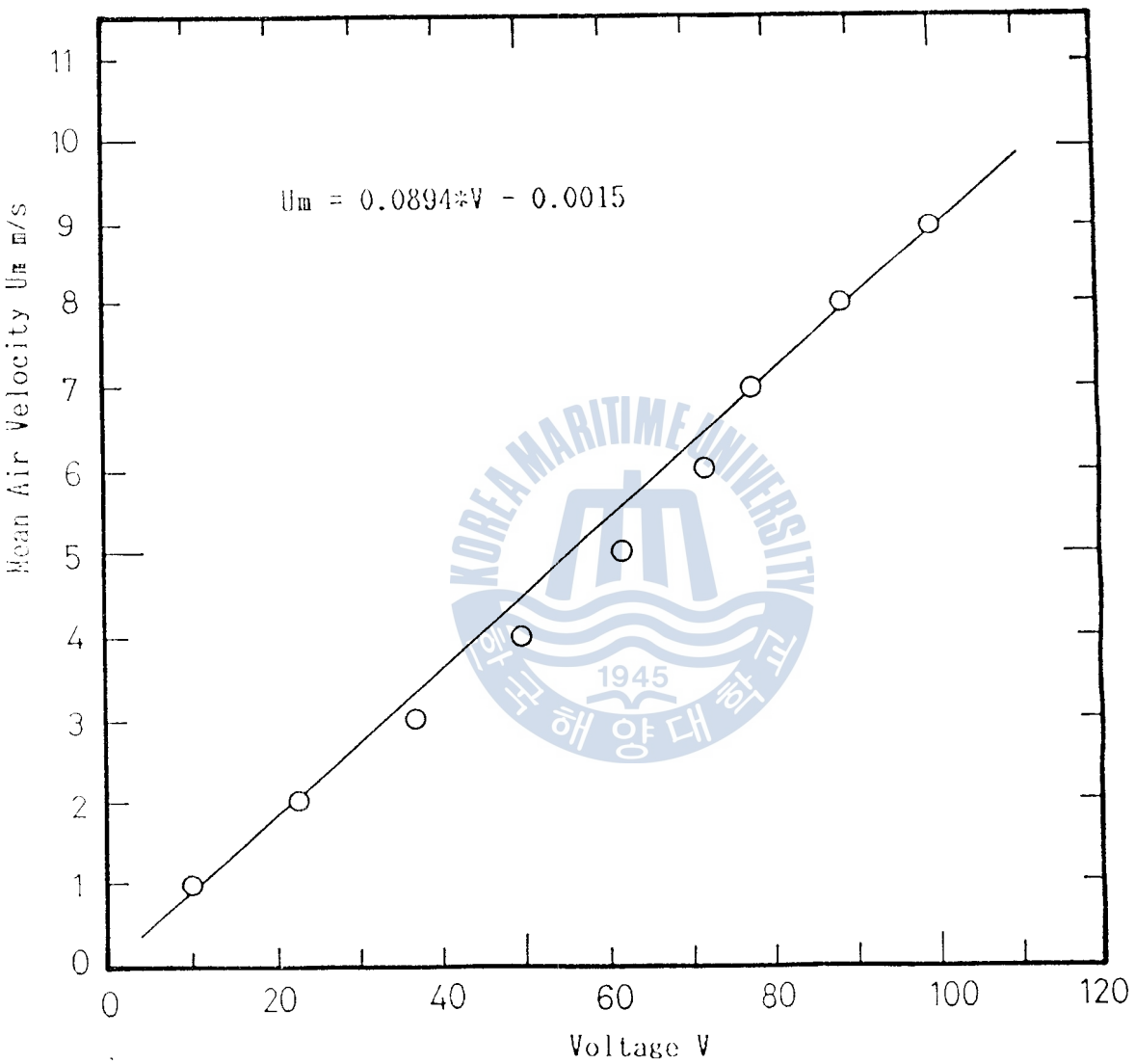


Fig.2·8 Calibration Results of the Mean Air Velocity to Voltage of D.C Fan-Motor.

dCollection

2.2.6 測定裝置

(A) 溫度測定裝置

實驗裝置의 各部 溫度測定에는 C－A熱電對와 C－C熱電對를 使用하였다. 히트파이프 內部 溫度測定에 使用한 C－A熱電對는 Chromel－Alumel 素線을 電氣熔接하여 製作하였으며, 素線은 直徑 50μm의 Sheathed Type이다. 그 外 實驗部의 溫度는 Copper－Constantan 素線을 電氣熔接하여 製作한 C－C熱電對로서 直徑 0.1㎜의 Sheath-

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

dCollection

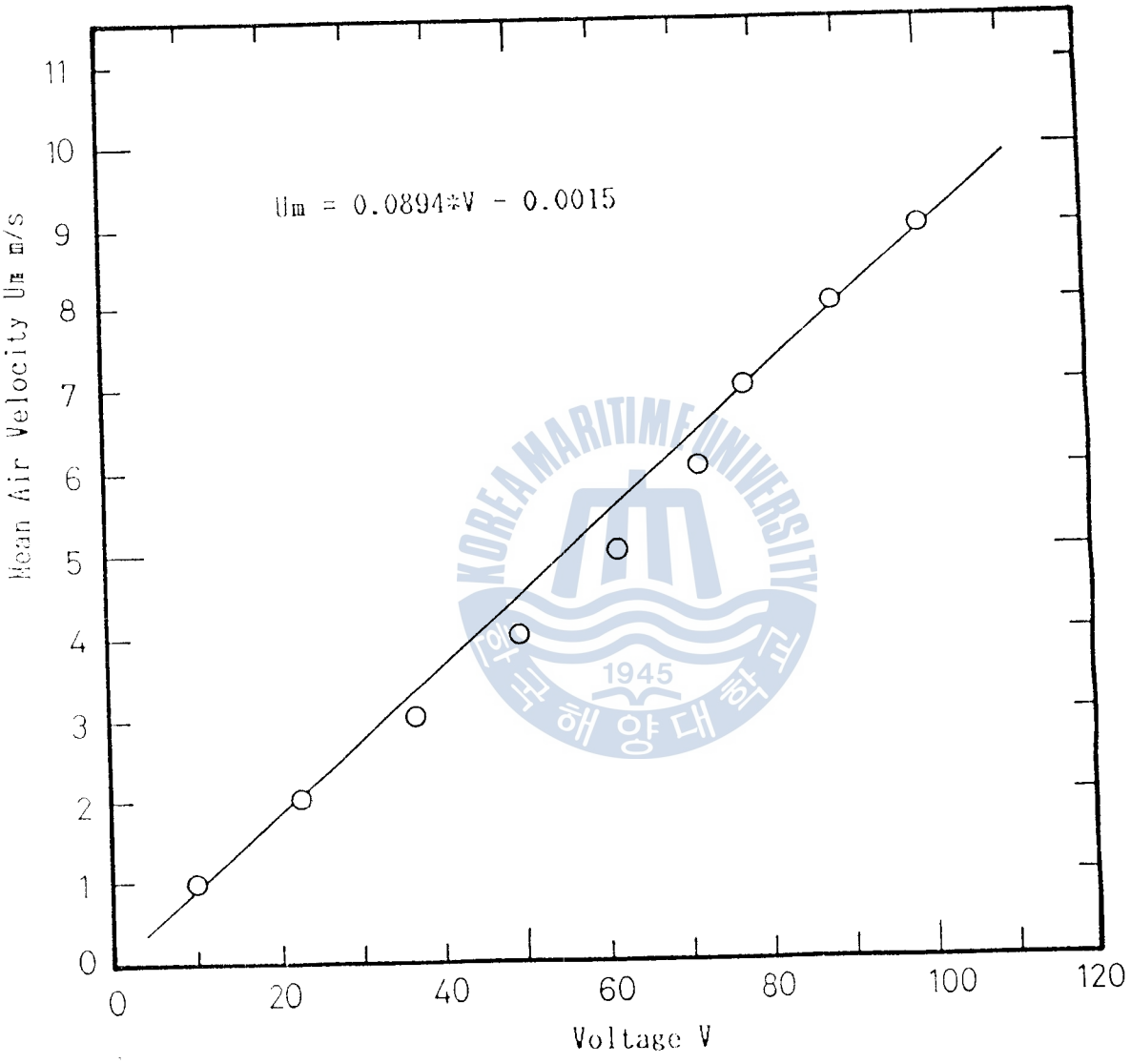


Fig.2·8 Calibration Results of the Mean Air Velocity to Voltage of D.C Fan-Motor.

dCollection

2.2.6 測定裝置

(A) 溫度測定裝置

實驗裝置의 各部 溫度測定에는 C－A熱電對와 C－C熱電對를 使用하였다. 히트파이프 內部 溫度測定에 使用한 C－A熱電對는 Chromel－Alumel 素線을 電氣熔接하여 製作하였으며, 素線은 直徑 50μm의 Sheathed Type이다. 그 外 實驗部의 溫度는 Copper－Constantan 素線을 電氣熔接하여 製作한 C－C熱電對로서 直徑 0.1㎜의 Sheathed Type을 使用하였다.

以上의 熱電對에 의한 起電力은 디지탈溫度記錄計 DIGISTRIP Ⅱ에 의해 임의로 設定된 時間간격으로 自動記錄되거나, 임의의 순간에 手動操作으로 記錄되며, 使用된 熱電對의 檢定은 熱電對檢定裝置를 利用하였다. 熱電對檢定裝置는 檢定裝置의 內部溶液을 加熱하는 電氣히터와 均一한 溫度分布를 위하여 溶液을 攪拌시키는 低速프로펠러裝置 및 標準溫度計 固定裝置로 構成되어 있다. Fig.2·9는 0℃에서 97℃의 範圍에 대하여 測定誤差 0.01℃의 標準溫度計의 눈금과 DIGISTRIPⅡ에 記錄된 溫度를 最小自乘法으로 처리한 結果의 一例를 나타낸다. 그림에서 알 수 있듯이 各 熱電對의 平均誤差率은 0.12%이며, 特히 本 硏究의 主 實驗範圍인 20℃以下는 0.06%의 誤差率을 나타내고 있다. 따라서 本 實驗에서는 記錄計의 溫度를 그대로 眞의 溫度로서 채택하였다.

dCollection

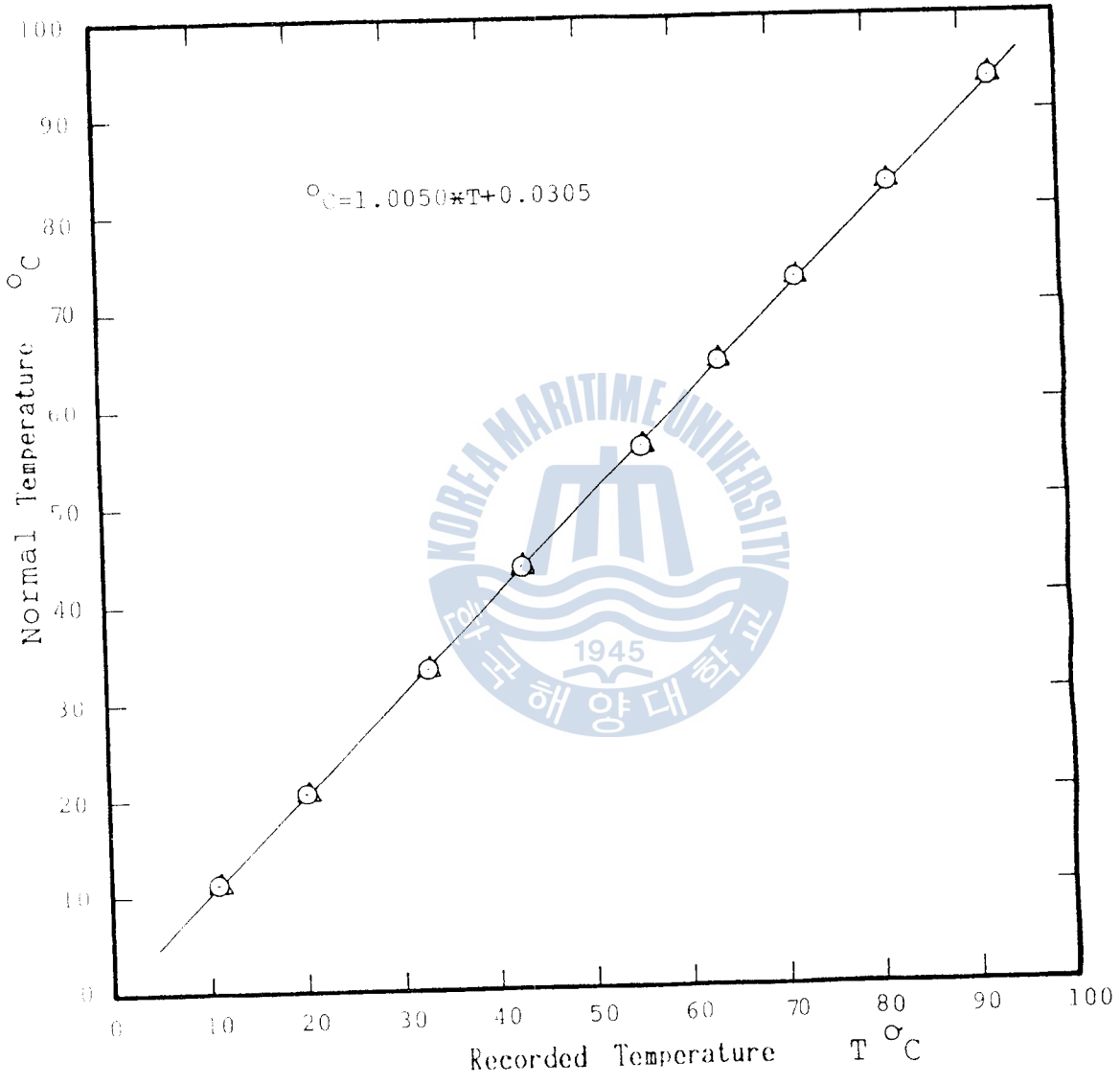


Fig.2·9 Comparision of Recorded Temperature with Normal Temperature

dCollection

(B) 壓力測定裝置

加熱部의 空氣流速을 測定하기 위하여 直徑 0.5㎜의 스테인리스튜브를 利用하여 空氣의 全壓을 測定하고 測定部 側面에 設置된 靜壓孔을 통한 靜壓과의 差를 利用하여 風速 및 風量을 計算하였다.

實驗에 使用된 精密差壓計의 最小눈금은 0.05㎜Aq이다.

또한, 히트파이프內部壓力은 最小눈금 0.5㎜Hg까지 읽을 수 있는 U字型 水銀마노메터를 製作設置하여 測定하였다.

各 히트파이프는 加熱部와 冷却部의 差壓을 읽을 수 있도록 파이프兩端에서 마노메터와 連結可能하게 하였다.

2.3 實驗方法

2.3.1 實驗準備

眞空펌프를 利用하여 히트파이프內를 99.3%의 眞空으로 한 다음 豫定된 量의 作動液 R-113을 뷰렛으로부터 注入하였다. 加熱部와 冷却部의 溫度가 安定된 常態에서 作動流體의 飽和溫度와 飽和壓力을 比較하면서 不凝縮가스를 排出하였다. 排出方法은 히트파이프의 凝縮部側에 眞空펌프를 連結하여 反復運轉하는 方法이다.

飽和溫度에 대한 飽和壓力의 誤差가 5㎜Hg될 경우에 眞空펌프를 運轉한 結果 5回反復運轉으로 完全排出이 可能하였다.

冷却部의 물탱크에 물을 채우고 準備된 冷凍裝置를 始動하였다. 이 때 冷房裝置의 冷媒量과 브라인의 量을 確認하고, 實驗範圍의 溫度를 維持할 수 있는 브라인의 比重을 맞추었다. 또한, 溫度測定裝

dCollection

置와 壓力測定裝置인 디지탈溫度記錄計, 피토管 및 마이크로마노메터를 設置連結하였다.

이러한 方法으로 冷凍機를 運轉한 後, 冷却部의 얼음이 所定의 溫度로 됨으로써 實驗準備를 完了하였다.

2.3.2 實 驗

所定의 飽和溫度 및 飽和壓力下에서 送風機를 運轉하여 加熱量을 一定하게 維持한 後, 定常狀態가 됨으로써 本 實驗에 착수하였다. 實驗條件으로는 風量을 一定히 하고, 히트파이프內의 飽和溫度의 變動이 ±0.2℃程度 以內로 維持되는 定常狀態에 도달하면 必要한 各部의 溫度 및 壓力을 記錄하는 것이다.

이렇게 하여 所定의 條件에서 測定이 끝나면 風量을 段階的으로 높여가며 實驗을 行하였다. 또한, 히트파이프內部의 作動液量을 變化시켜서 前術한 方法으로 實驗을 反復하였다.

實驗部의 壁溫測定用 熱電對 및 空氣溫度測定用 熱電對, 히트파이프內部溫度는 0.1℃의 正確度를 갖는 溫度記錄計에 記錄되며, 風速은 마이크로마노메터에 의한 動壓을 0.05 mmAq의 正確度로 測定하여 計算하였다.

dCollection

第3章 實驗結果 및 考察

3.1 速度分布

實際의 덕트設計에 있어서 風速의 正確한 測定은 設計上 重要하다. 덕트內의 流速은 피토靜壓管으로 덕트內의 靜壓과 全壓, 즉 動壓을 測定하면 알 수 있다. 流體의 粘性과 壓縮性이 없다고 假定하면, 베르누이 定理에 의하여 다음 式과 같이 表現된다.

$$P_s + \frac{u^2}{2g}\gamma + \gamma z = C \quad \cdots\cdots (3.1)$$

上式에서 P_s는 덕트斷面에서의 靜壓, u는 流速, z는 基準面에서 流路中心까지의 높이, γ는 比重量이다.

本 實驗과 같이 流路가 水平일 경우에는 左邊 第3項의 位置에너지項이 같으므로 다음 式으로 表示된다.

$$P_s + \frac{u^2}{2g}\gamma = C \quad \cdots\cdots (3.2)$$

또한, 덕트內의 全壓 (Total head) P_T는 靜壓 (Static pressure) P_s와 動壓 (Velocity pressure) P_v의 合이 되므로, 베르누이定理를 利用한 피토靜壓管의 開放端을 流體의 흐름方向으로 設置하면 停滯點인 開放端에서의 流速은 零이 되므로 靜壓과 動壓이 合해진 全壓이 作用함을 알 수 있다.

Collection

따라서 式 (3.2) 로부터

$$P_T = C \quad \cdots\cdots (3.3)$$

가 되고, 式 (3.2) 와 式 (3.3) 으로부터

$$P_T - P_S = \frac{u^2}{2g}\gamma \quad \cdots\cdots (3.4)$$

로 되어, 式 (3.4) 의 右邊項이 動壓이 되므로 流速 u 는

$$u = \sqrt{\frac{2(P_T - P_S)g}{\gamma}} \quad \cdots\cdots (3.5)$$

로 表示할 수 있다.

Fig. 3·1은 式 (3.5) 에 의한 標準大氣壓下의 溫度 20 ℃ 空氣의 動壓과 風速의 關係를 나타낸다.

Fig. 3·2는 風速 즉 레이놀즈數를 파라메터로 하여 덕트內의 높이방향의 風速分布의 測定結果를 나타낸다. 이 그림에서 보는 바와 같이 거의 레이놀즈數에 관계없이 $Y/d_o = \pm 2.5$ 에서의 風速이 最大이고 $Y/d_o = 1.0$ 과 $Y/d_o = -1.2$ 부근에서 極小點이 나타나고 있다. 이는 測定位置 ($X = 235$ mm) 앞쪽에 있는 管群에서 發生한 渦流때문이라 생각되며, 流速이 $Y/d_o = 0$ 을 基準으로 아래쪽이 平均的으로 低速인 것은 空氣의 溫度差로 인한 密度差가 생겨 下向循環하는 自然對流에 의한 2 차흐름의 영향으로 생각된다. 단, 여기에서 레이놀즈數 R_e 는 U_m 을 代表速度로, d_o 를 代表길이로 하여

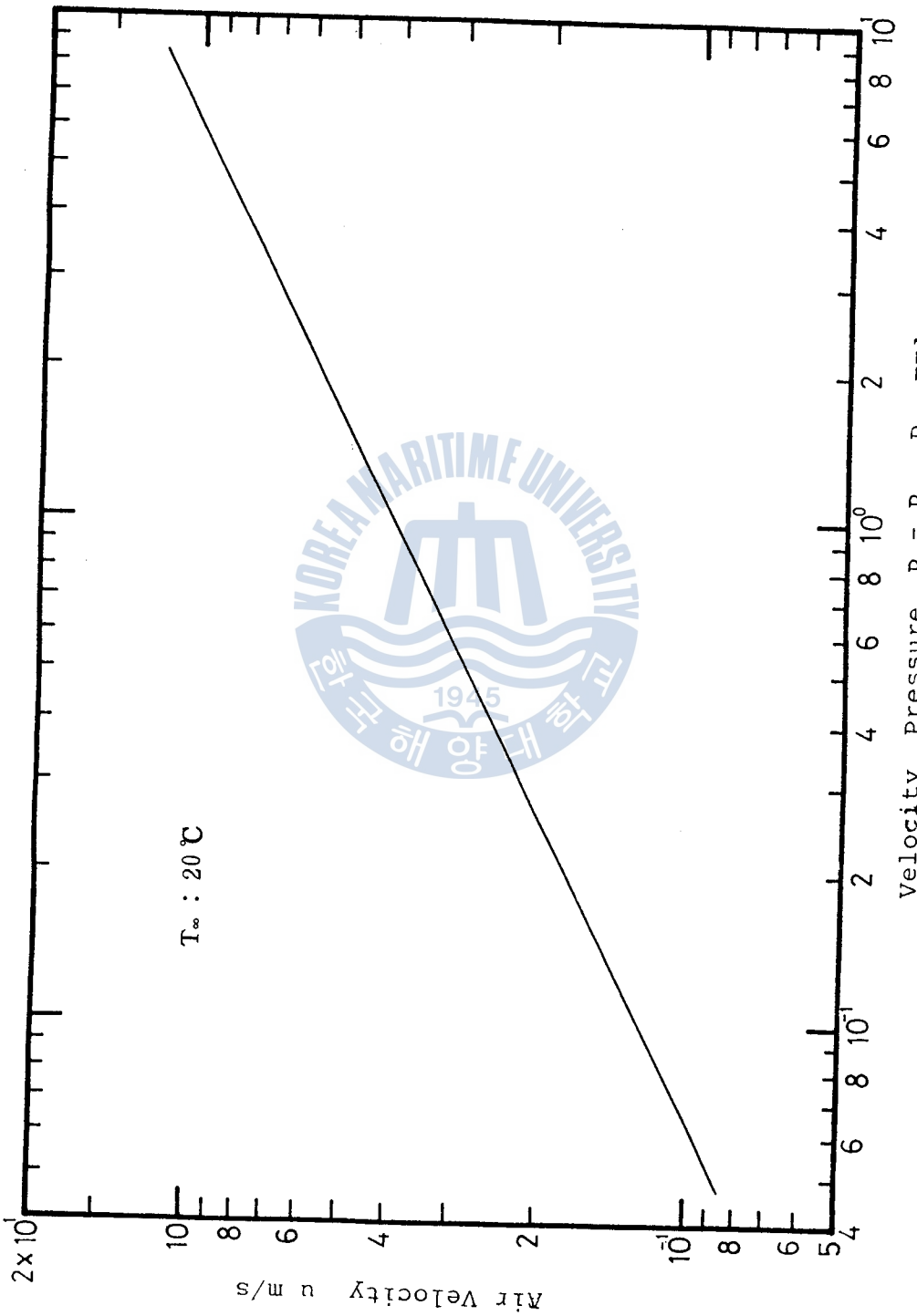


Fig.3·1 Calibration Results of Micro-Manometer

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

dCollection

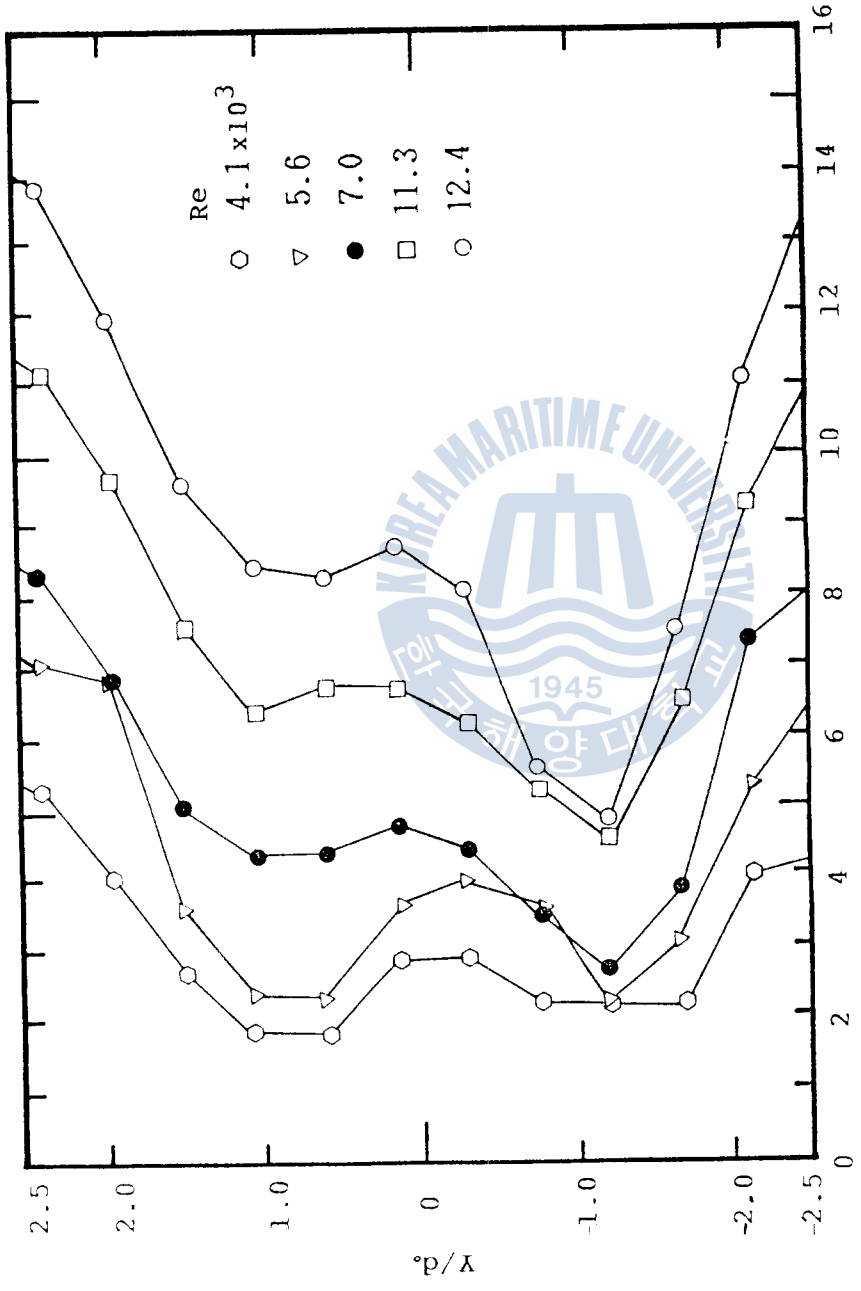


Fig.3·2 Distribution of Local Air Velocity

dCollection

$$R_e = \frac{U_m \, d_o}{\nu} \quad \cdots\cdots (3.6)$$

로 정의하였다. Fig.3·2에서 알 수 있는 바와 같이 本 實驗의 最大風速은 15m/s 以下로서 流速이 0.7 마하 以下일 경우에는 壓縮性의 影響을 無視할 수 있다는 條件으로 式(3.5)를 利用할 수 있다. 그러므로 平均速度 U_m은 덕트斷面을 10㎜間隔으로 等分하여 局部風速을 測定한 後, 各 測定區間의 風速이 같다는 가정하에 式(3.7)에 의한 積分法으로 計算하였다.

$$U_m = \frac{\int_{-y_o}^{+y_o} U_{(Y)} \, dY}{2y_o} \quad (3.7)$$

위 式에서 $U_{(Y)}$는 局部風速, Y는 덕트中心으로부터의 거리이다. 式(3.7)에 의하여 구한 平均流速과 앞서 Fig.2·8에서와 같이 팬모터에 인가하는 電壓을 檢定함으로써, 實驗에서 원하는 風速으로 調整可能하였다.

또한, 本 硏究의 實驗範圍는 Fig.2·5에서 $Y = 2.5\,d_o$에서 $Y = -2.5d_o$까지로 하여 히트파이프群을 통과하지 않고 덕트의 上部와 下部壁을 따라 흐르는 空氣를 除外시킴으로써 無限管群의 모델化를 하는데 있어서의 信賴度를 높였다.

Fig.3·3은 덕트全體의 平均風速과 實驗範圍 ($Y = \pm 2.5d_o$)內의 平均風速과의 關係를 나타내며 實驗結果에서 알 수 있듯이 實驗範圍內의 平均風速이 15%程度 낮게 나타남을 알 수 있다. Fig.3·4는 無限前方의 風速 U_∞, 平均風速 U_m 및 3.3節에서 利用되는 最

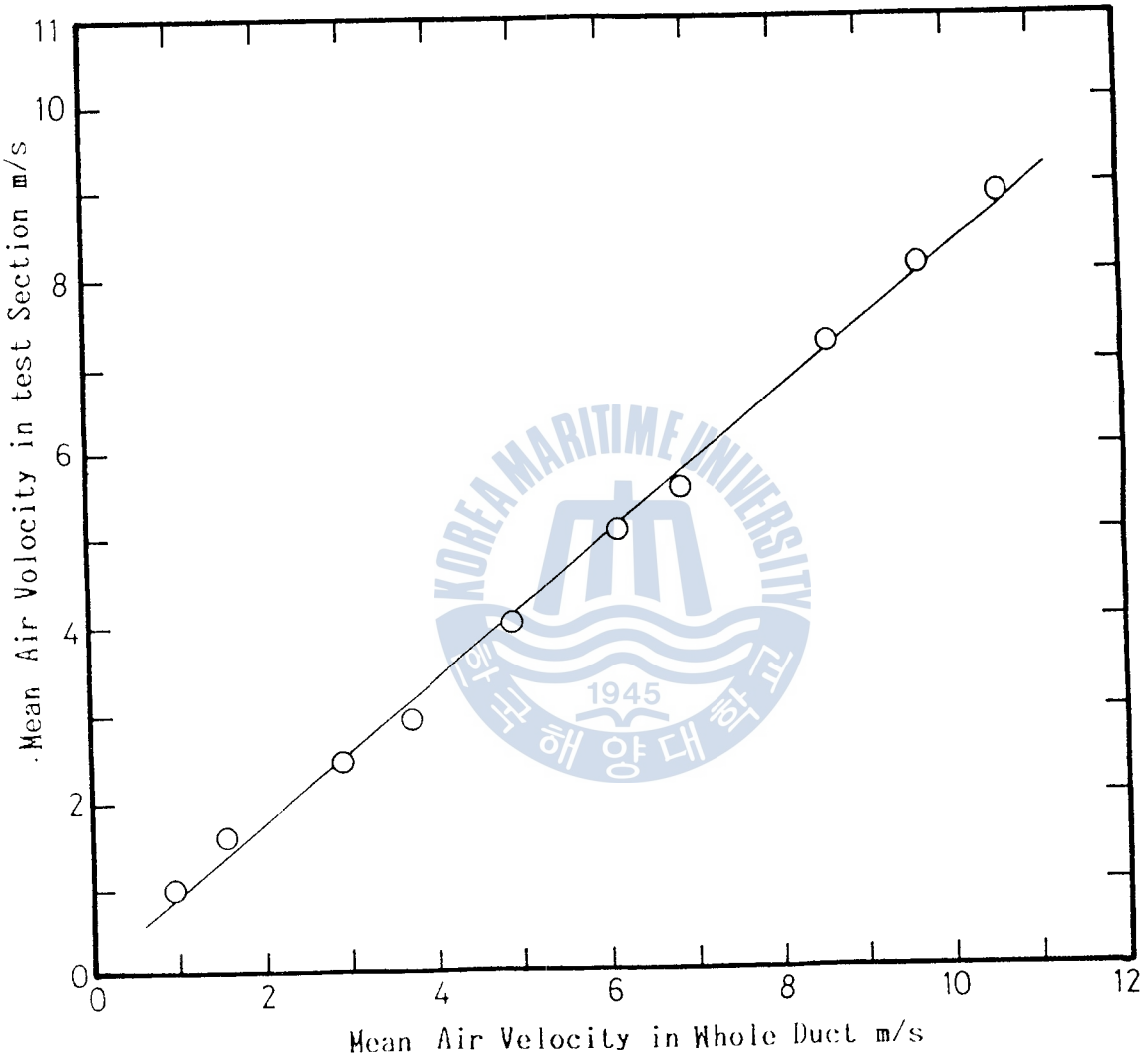


Fig.3·3 Comparision of the Mean Air Velocity in Test Section and Whole Duct

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

dCollection

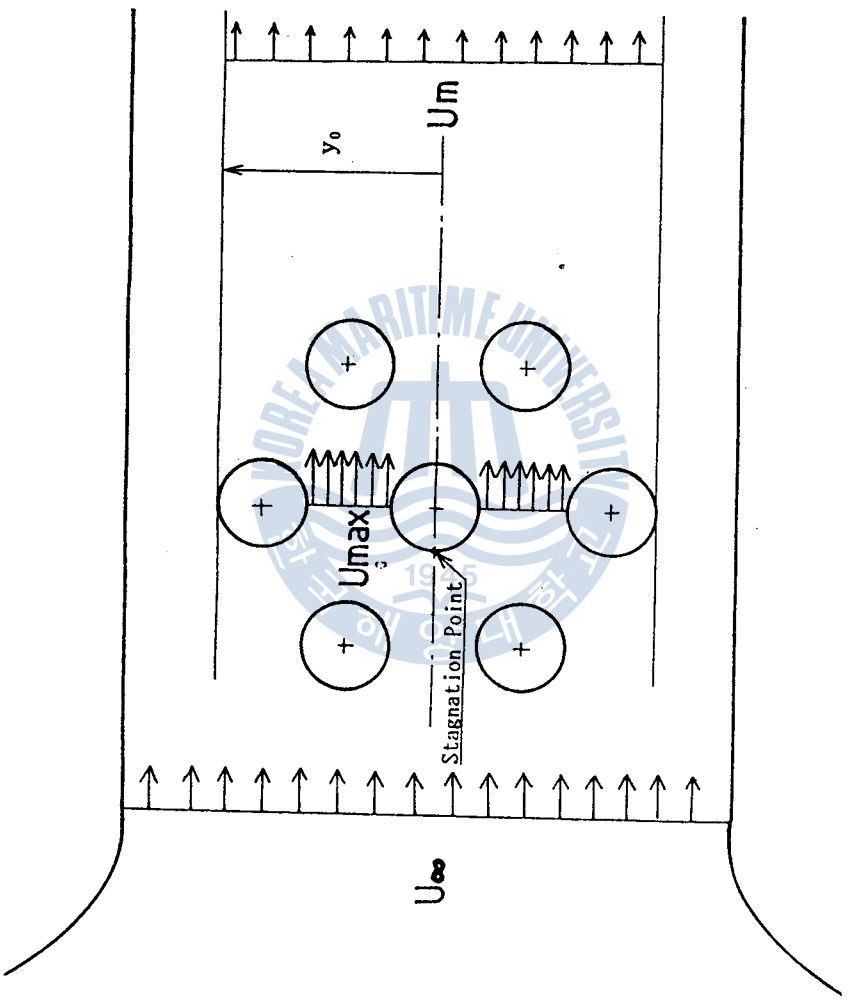


Fig.3·4 Diagram of the Various Air Velocity

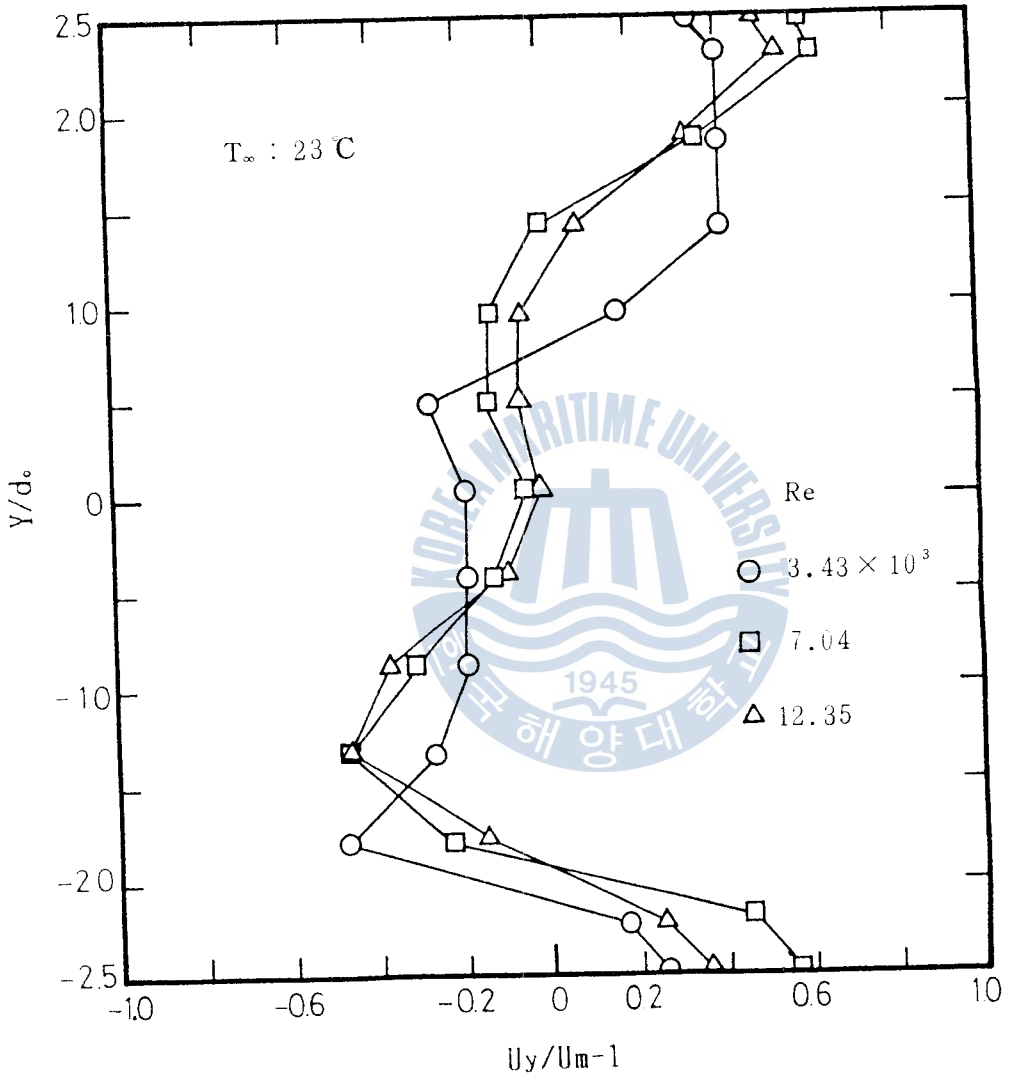


Fig.3·5 Fluctuation Rate of the Local Air Velocity to the Mean Value

dCollection

小間隔에서의 最大風速 U_{max}에 대한 개념도로서 無限前方風速 U_∞는 실제 測定이 곤란하여 덕트전체의 平均風速과 같다고 가정하였다. 平均風速 U_m과 最大風速 U_{max}의 관계는 實驗範圍內를 통과하는 單位時間當의 空氣量이 一定하다고 가정하면 管群을 통과하는 空氣量 $U_{max}(2.5d_o \times 2 - 3d_o)L_h$와 管群을 지난 風速測定位置에서의 통과 空氣量 $U_m \cdot 2.5d_o \times 2 \cdot L_h$가 같다. 즉,

$$U_{max} = 2.5\, U_m \quad \cdots\cdots (3.8)$$

으로 된다.

Fig.3·5는 덕트內의 局部空氣速度의 平均速度에 대한 速度變動率로서 $Y/d_o = +2.3$과 $Y/d_o = -2.5$近傍의 流速이 最大値를 나타내고 있으며 레이놀즈數가 增加할수록 速度變動率이 減少함을 알 수 있는데, 덕트 上部와 下部에서 流速이 最大値를 나타내는 것은 亂流의 强度가 比較的 적게 나타남을 알 수 있고, 따라서 流速이 增加할수록 速度變動率이 減少하는 것은 管群背面에서 많은 渦流가 발생함을 알 수 있다.

3.2 溫度分布

Fig.3·6에서 實驗部 管群出口端에서의 溫度分布를 나타낸다. 그림에서 알 수 있듯이 레이놀즈數가 增加할수록 溫度變動率은 減少함을 알 수 있는데, 이는 流速이 增加함에 따라서 亂流가 확대되는데 기인한다고 생각된다. 또한, $Y/d_o = 0$을 基準으로 덕트下部

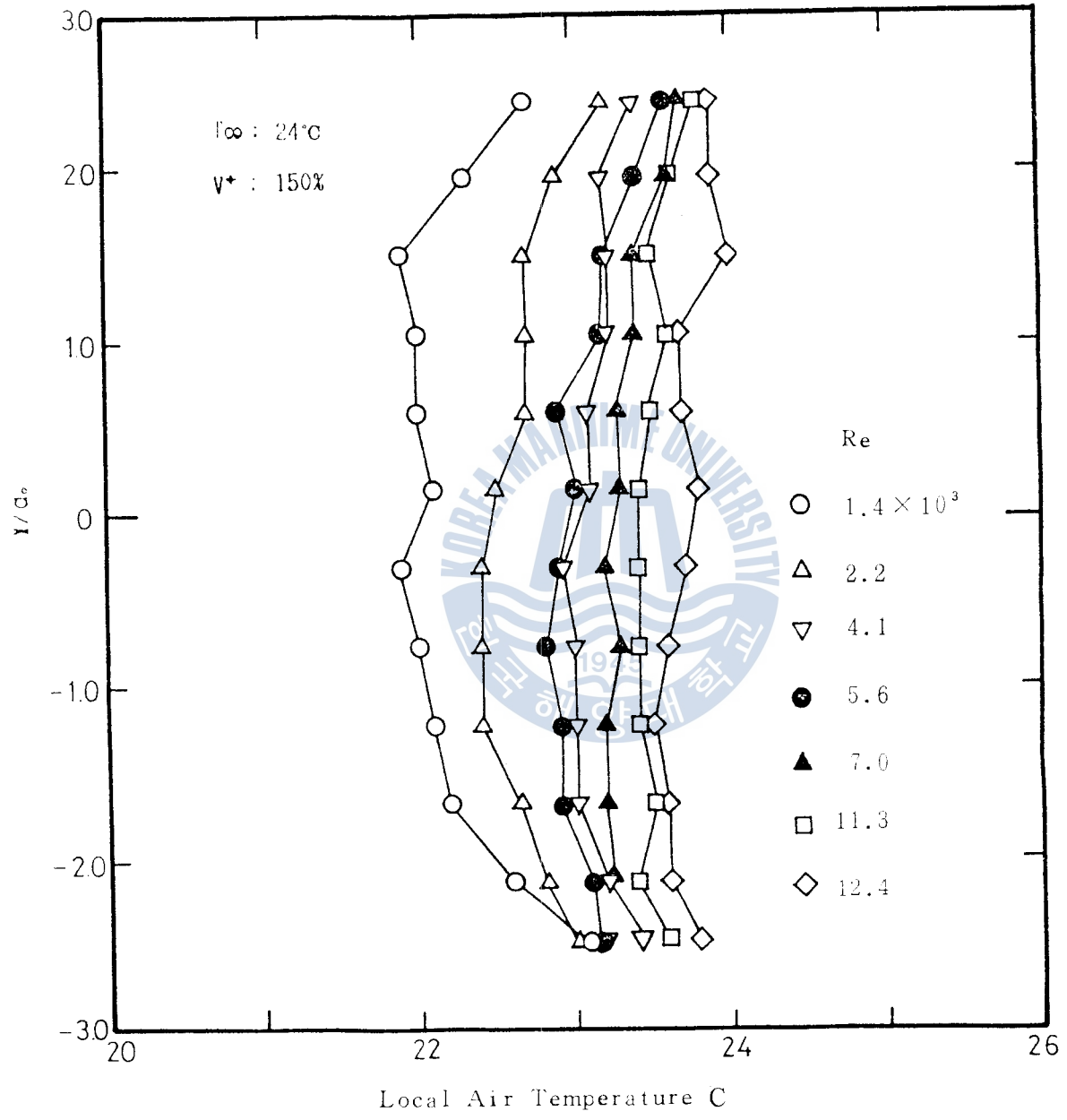


Fig.3·6 Local Air Temperature Distribution according to Reynolds Number

dCollection

의 空氣溫度差가 크게 나타나는 것은 自然對流의 影響으로 생각된다.

實驗部의 平均溫度는 平均速度와 같은 方法으로 다음 式에 의하여 求하였다.

$$T_{om} = \frac{\int_{-y_o}^{+y_o} T_{(Y)}\,dY}{2y_o} \quad \cdots\cdots (3.9)$$

위 式에서 $T_{(Y)}$는 局部空氣溫度, Y는 덕트中心에서의 거리이다.

3.3 空氣의 强制對流 熱傳達

本節에서는 히트파이프의 加熱部 즉 空氣로부터 히트파이프로 强制對流熱傳達이 이루어지는 過程에 關한 實驗結果에 對하여 記述한다. 空氣덕프內에서 히트파이프의 無限前方에서의 空氣의 平均溫度를 T_∞, Y方向溫度分布의 測定結果로부터 式(3.9)에서 求한 후방에서의 平均空氣溫度를 T_{om}이라고 하면, 空氣로부터 히트파이프群에 傳達된 全熱量 Q는 다음 式과 같이 된다.

$$Q = \rho G_v c_p (T_\infty - T_{om}) \quad \cdots\cdots (3.10)$$

단, 위 式에서 G_v는 對象流路內의 空氣의 單位時間當의 體積流量(m^3/hr)을, ρ는 密度(kg/m^3)를 c_p는 定壓比熱($kcal/kg℃$)을 나타낸다.

Fig.3·7은 레이놀즈數 R_{emax}의 변화에 따른 全 傳熱量 Q의 변

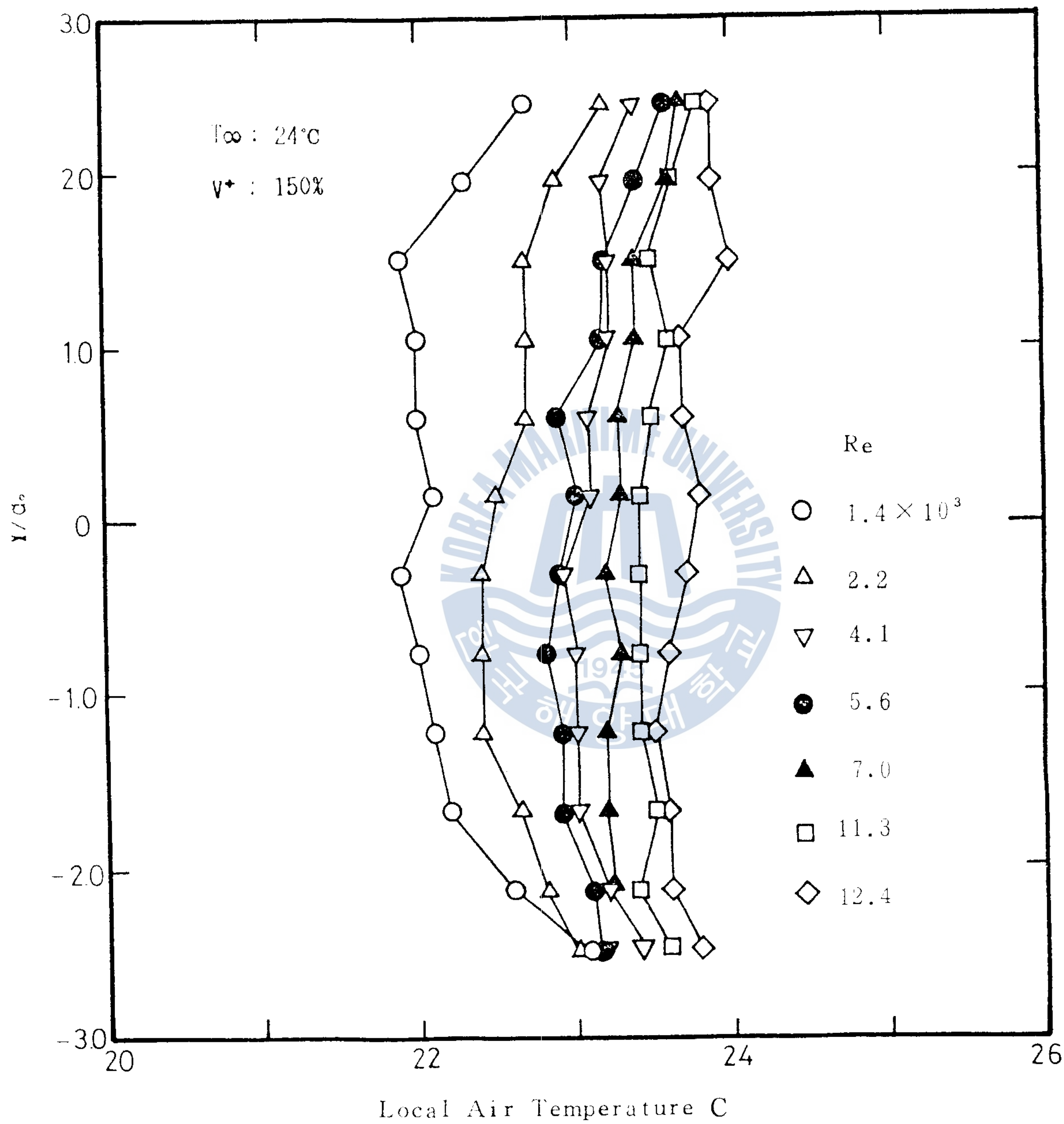


Fig.3·6 Local Air Temperature Distribution according to Reynolds Number

dCollection

의 空氣溫度差가 크게 나타나는 것은 自然對流의 影響으로 생각된다.

實驗部의 平均溫度는 平均速度와 같은 方法으로 다음 式에 의하여 求하였다.

$$T_{om} = \frac{\int_{-y_o}^{+y_o} T_{(Y)}\,dY}{2y_o} \quad \cdots\cdots (3.9)$$

위 式에서 $T_{(Y)}$는 局部空氣溫度, Y는 덕트中心에서의 거리이다.

3.3 空氣의 强制對流 熱傳達

本節에서는 히트파이프의 加熱部 즉 空氣로부터 히트파이프로 强制對流熱傳達이 이루어지는 過程에 關한 實驗結果에 對하여 記述한다. 空氣덕프內에서 히트파이프의 無限前方에서의 空氣의 平均溫度를 T_∞, Y方向溫度分布의 測定結果로부터 式(3.9)에서 求한 후방에서의 平均空氣溫度를 T_{om}이라고 하면, 空氣로부터 히트파이프群에 傳達된 全熱量 Q는 다음 式과 같이 된다.

$$Q = \rho G_v c_p \ (T_\infty - T_{om}) \quad \cdots\cdots (3.10)$$

단, 위 式에서 G_v는 對象流路內의 空氣의 單位時間當의 體積流量 (m^3/hr)을, ρ는 密度 (kg/m^3)를 c_p는 定壓比熱 (kcal/kg℃)을 나타낸다.

Fig.3·7은 레이놀즈數 R_{emax}의 변화에 따른 全 傳熱量 Q의 변

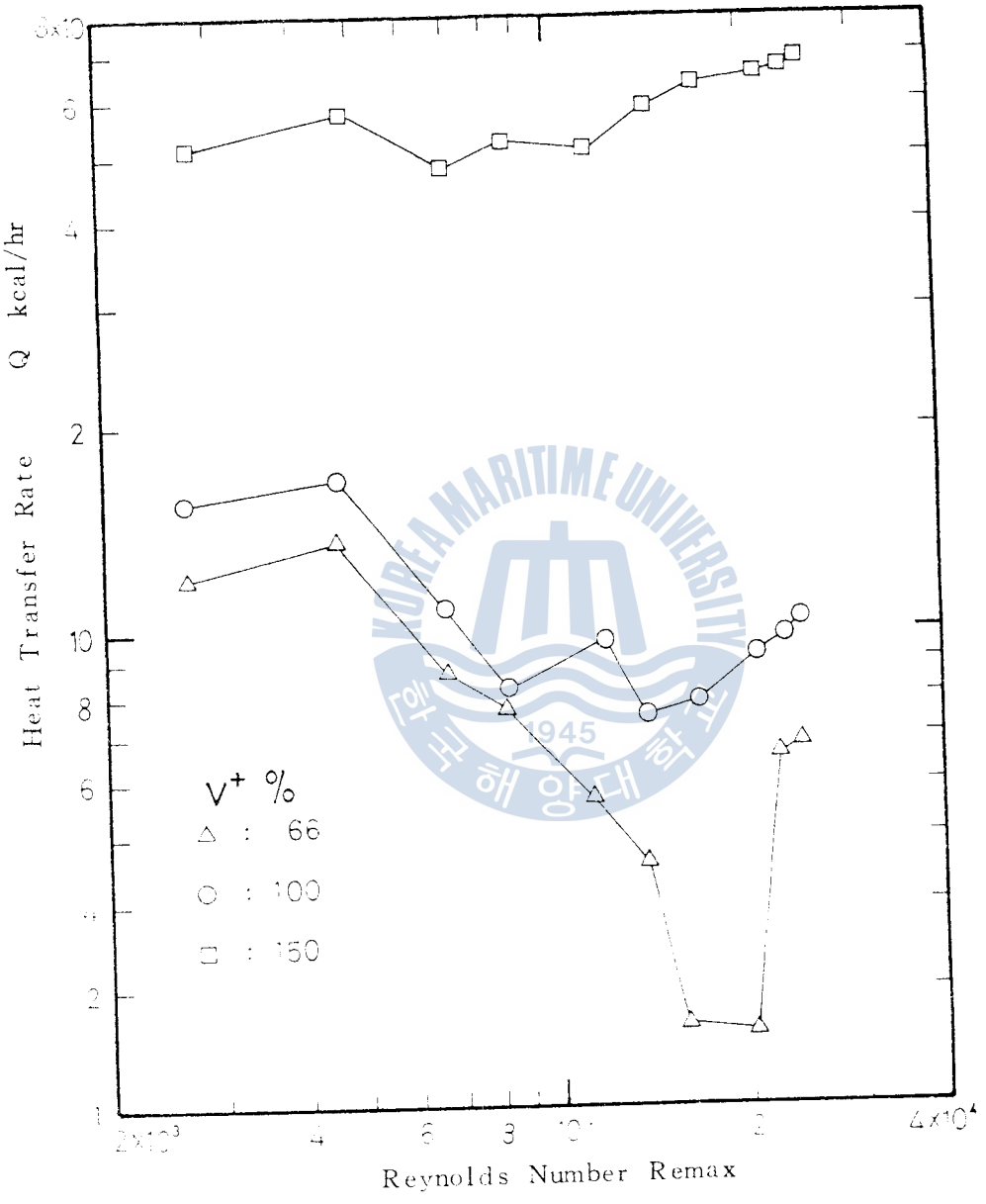


Fig. 3.7 Variation of Heat Transfer Rate according to Reynolds Number

dCollection

화를 測定한 結果를 나타냈다. 단, 여기에서 레이놀즈數 R_{emax}는 式(3.8)에서 정의한 U_{max}를 代表速度로, d_o를 代表길이로 하여

$$R_{emax} = \frac{U_{max}\, d_o}{\nu} \quad \cdots\cdots (3.11)$$

로 하였다. 그림에서 보는 바와 같이 히트파이프內 作動流體의 封入量이 많을수록 全傳熱量 Q는 增加함을 우선 알 수 있다. 여기에서 파라미터로 취한 V^+는 히트파이프內容積中 加熱部에 노출된 容積에 대한 히트파이프에 封入된 作動流體의 流量의 무차원비이다. 또한 이 그림에서 封入量이 150 %일 경우는 레이놀즈數의 增加에 따라서 安定的으로 全傳熱量이 완만히 增加하나, 100 %와 66 %의 경우는 레이놀즈數 4,500부근에서 급격하게 줄어 들고 있는 경향을 나타내었다.

이는 히트파이프의 자세가 수평상태임을 고려할 때, 封入液量이 적어 實驗中 飽和狀態의 作動流體가 히트파이프 加熱部의 全 內表面을 항상 적시고 있지 못하여 傳熱性能이 떨어짐에 기인한다고 판단된다. 연직형 히트파이프에서 傳熱量을 最大로 하기 위한 最適의 무차원봉입액량이 $V^+ = 0.30$ 전후임에 비교하면, 水平狀態의 液封入量은 이 보다 훨씬 크다는 것을 의미한다.

本 實驗에서는 Fig.3·7의 結果로부터 封入液量이 적정하다고 판단되는 $V^+ = 150$ %인 경우의 實驗데이타에 關하여, 이하에서 局所熱傳達率 및 平均熱傳達率 等에 관한 분석을 하였다.

本 實驗에서는 全히트파이프의 外表面에서의 單位時間, 單位面積當

의 傳熱量 즉 熱流束이 均一하다고 가정하였으며, 이 값은

$$q = Q/(N\pi d_o L) \quad \cdots\cdots (3.12)$$

단, 위 式에서 N은 히트파이프 개數를, L_h는 加熱部에 노출된 히트파이프의 길이를 나타내며, d_o는 히트파이프의 外徑이다.

그러므로 無限前方의 空氣溫度를 T_∞, 임의의 원주방향 θ의 位置에서 主 實驗用 히트파이프의 外表面溫度를 $T_{w\theta}$라고 하면 그 位置에서의 局所熱傳達率 h_θ는,

$$h_\theta = q/(T_\infty - T_{w\theta}) \quad \cdots\cdots (3.13)$$

히트파이프 外表面의 各各의 位置에서의 局所熱傳達率은 空氣의 흐름狀態가 변하므로 당연히 위치마다 다르다.

이를 고려한 平均熱傳達率 h_m은,

$$h_m = \frac{\int_0^{2\pi} h_\theta \, r \, d\theta}{\int_0^{2\pi} r \, d\theta} \quad \cdots\cdots (3.14)$$

실제의 문제에서는 2.2節에서 記述한 바와 같이 主實驗用 히트파이프 外表面에는 等角度인 30° 間隔으로 外表面溫度를 測定하기 위한 熱電對가 設置되어 있다. 그러므로 상당한 오차를 포함하지만 이들로부터 구한 各 位置의 局所熱傳達率로부터 式 (3.14)의 근사값은,

$$h_m = \frac{1}{12}\sum_{i=1}^{12} h_{\theta i} \quad \cdots\cdots (3.15)$$

dCollection

以下에서는 높게 나타나지만 그 以上에서는 비슷한 경향을 나타낸다. 封入量 100 %의 熱傳達率이 가장 높은 것은 本 實驗裝置의 實驗範圍內에서는 最適封入量에 가까이 있음을 알 수 있다. 따라서 封入量에 대한 實驗範圍를 넓히면 最適封入量의 比率을 알 수 있을 것으로 판단된다. 또한 Spalding의 結果인 단독원관에 대해서는 本 硏究의 實驗値가 7 %程度 높게 나타나고 있으며 Shinya AIBA의 結果와는 대체적으로 비슷하나 레이놀즈數 12.0×10^3 以上에서는 他 硏究結果보다 熱傳達率이 특히 增加하고 있음을 알 수 있다. 이와같이 단독원관에서의 熱傳達率과 다르게 나타나는 것은 主實驗파이프 前列에 의하여 主實驗파이프 停滯點의 空氣흐름이 加速됨으로써 熱傳達率이 增加되기 때문이라 생각된다.

本 實驗結果로부터 구한 停滯點에서의 넛셀트數는 平均的으로 다음 式과 같았다.

$$N_{uf} = 0.11\ R_{e_{max}}^{0.75} \quad \cdots\cdots (3.19)$$

單獨圓管에 있어서 레이놀즈數가 10^3 에서 10^5 까지의 영역에서는 抵抗이 주로 圓管後流(Wake)의 亂動度가 큰 에디(Eddy)에 의하여 일어난다. 따라서 이 部分의 抵抗係數는 사실상 일정하게 되며, 이 때 흐름의 剝離點은 흐름方向으로 測定하여 약 80 ~ 85° 지점에 있다. 따라서 局部熱傳達係數가 極小點을 나타내고 그 以後에서는 圓管後流에서의 渦流에 의하여 熱傳達係數가 增加하게 된다.[15]

本 實驗에서의 結果로써 Fig. 3.9는 圓管角度에 따른 넛셀트數의 變化를 나타내며 Fig. 3.10은 Fig. 3.9를 다른 方法으로 그린 그

림이다. 그림에서 알 수 있듯이 單獨圓管과 비슷한 分布를 나타낸다. 레이놀즈數 11.16×10^3의 경우는 $\theta \fallingdotseq 60°$ 에서 極小點이 생기며 이것은 上流의 2圓管사이를 지나면서 흐름이 偏流하게 되므로 剝離點이 單獨圓管에 비하여 앞당겨지게 되고, 또한 $\theta > 60°$ 이후에서는 圓管後流에서의 渦流에 의하여 局所熱傳達率이 增加하게 된다. 레이놀즈數 24.76×10^3 에서는 第2의 極小點이 분명하지는 않으나 $\theta = 135°$ 부근에서 생기는데, 이것은 溫度경계층이 두꺼워짐에 따라 局所熱傳達係數가 減少하고 層流에서 亂流로 遷移하면서 熱傳達係數가 增加하게 되므로 第1極小點이 생기고 第2極小點은 剝離點에서 生기며 剝離點을 넘어서면 熱傳達係數가 增加하기 始作한다.

이처럼 圓管周圍의 상황에 따라 複雜하게 되는데 圓管外部의 熱傳達에 있어서는 理論的 해석보다는 實驗的 方法으로 行해지고 있으며 Spalding[13]은 圓管前面에 對한 다음과 같은 式을 提案하였다.

$$Nu_\theta = 1.14\, R_{emax}^{1/2}\, P_r^{0.4} \left[1 - \left(\frac{\theta}{90} \right)^3 \right] \quad \cdots\cdots (3.20)$$

또한 Igarashi[16] 등은 空氣流의 管背面에서의 局所넛셀트數에 대하여 다음 式과 같이 나타내었다.

$$Nu_\theta = 0.172 \left[\frac{\theta - 77}{103} \right]^{2/3} R_{emax}^{2/3}, \quad 10^3 \leqq R_{emax} \leqq 10^5 \quad \cdots\cdots (3.21)$$

dCollection

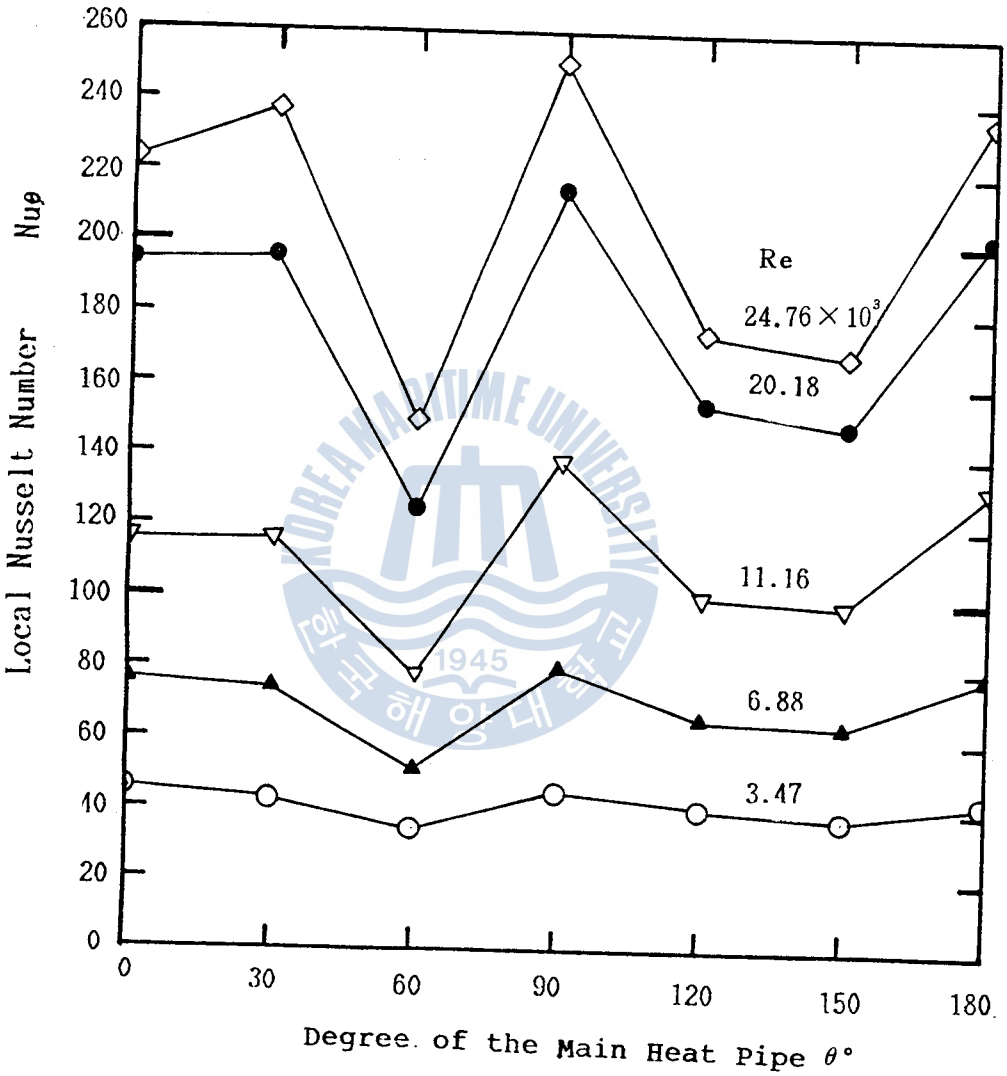


Fig.3·9 Local Nusselt Number according to Degree of the Main Heat Pipe

dCollection

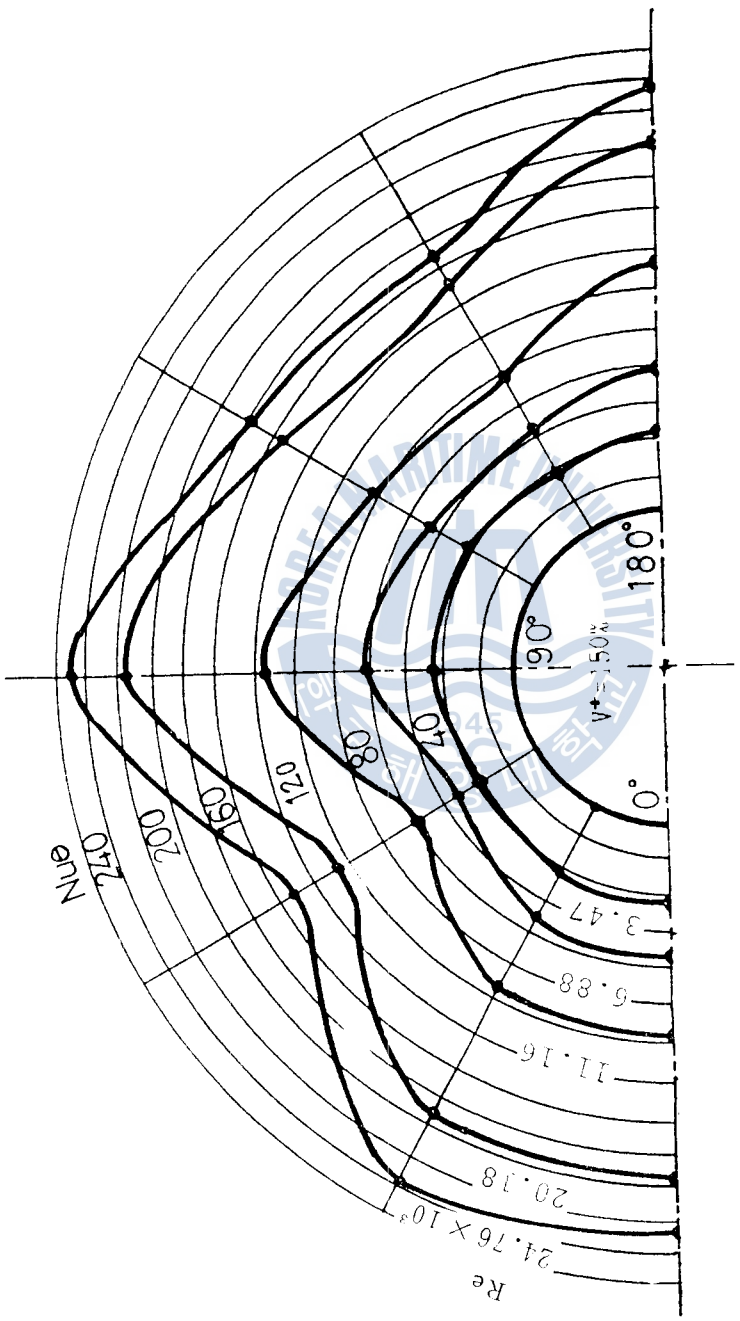


Fig.3·10 Local Nusselt Number Distribution according to Degree

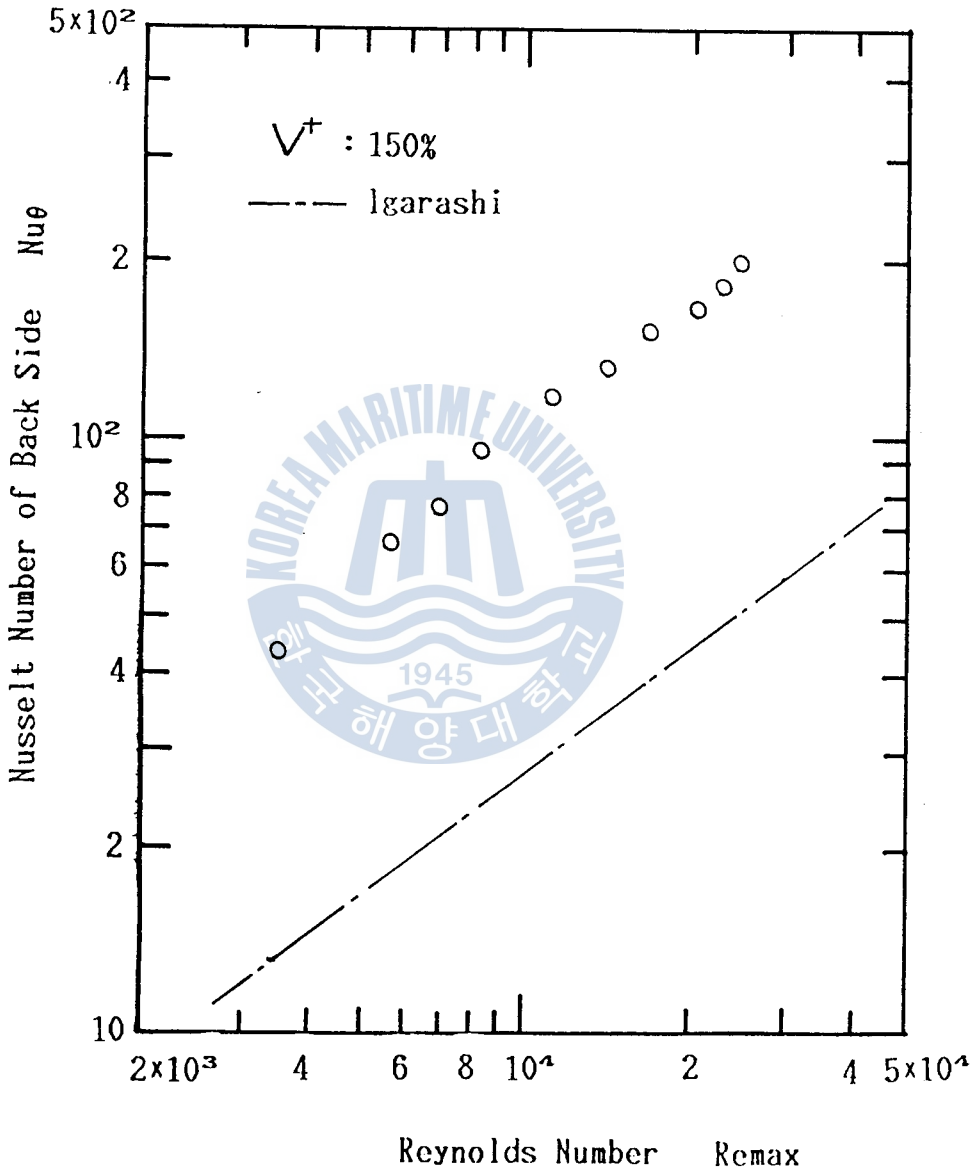


Fig.3·12 Nusselt Number on the Back Side of the Main Heat Pipe

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교
dCollection

$$\text{圓管背面} : N_{um} = 0.11\, R_{emax}^{0.74} \quad \cdots\cdots (3.25)$$

Fig.3·13은 圓管둘레의 角度에 따른 熱傳達率에 있어서의 관계式 $N_{u\theta} = C_1 R_e^n$에서 C_1과 n 값을 나타낸 것이다.

Fig.3·14는 圓管全表面의 平均넛셀트數를 나타내며 單獨圓管에서의 Igarashi와 Žukauskas의 實驗式보다 높은 값을 나타내고 있으나 비슷한 경향으로 나타났다.

Fig.3·15는 레이놀즈數에 따른 平均熱傳達率로서 Žukauskas[9]에 의한 式은 다음과 같으며

$$N_{um} = 0.35\,(C_Y/C_X)^{0.2} R_{emax}^{0.6} P_r^{0.36} (P_r/P_{rw})^{0.25}$$
$$C_Y/C_X < 2,\ 10^3 < R_{emax} < 2\times 10^5 \quad \cdots\cdots (3.26)$$

Grimson[7]은 空氣流에 대하여

$$N_{um} = 0.47\, R_{emax}^{0.564},\ 2\times 10^3 < R_{emax} < 4\times 10^4 \quad \cdots\cdots (3.27)$$

으로 표시하였다. 本 實驗의 結果는 상당히 높은 값을 나타내고 있으나 全體的으로 레이놀즈數의 增加에 따른 平均넛셀트數는 比例하여 增加하고 있으며, 本 實驗의 管群熱傳達에 대한 結果는 Grimson 및 Žukauskas의 實驗式에 비하여 높게 나타나고 있으나 全體的인 경향은 대체로 비슷함을 알 수 있다. Fig.3·15에서 알 수 있듯이 作動流體의 封入量은 熱傳達率에 큰 영향을 미치지는 않으나 實驗範圍를 넓혀서 最適封入量을 求할 필요가 있다고 생각된다.

dCollection

本 實驗에서 管群全體에 대하여 구한 實驗式은 다음과 같았다.

$$N_{um} = 0.32 R_{emax}^{0.63} \quad \cdots\cdots (3.28)$$

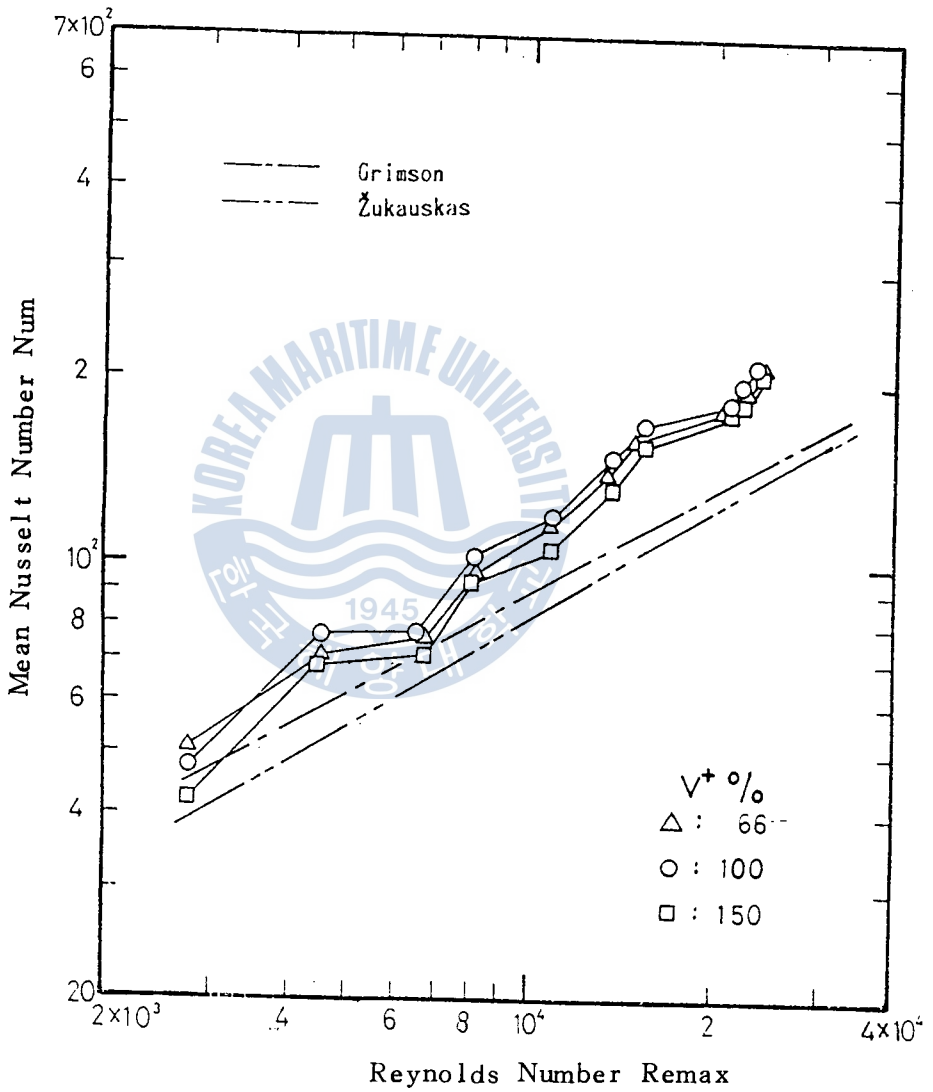


Fig.3·15 Comparison of Mean Nusselt Number with the Results of Grimson & Žukauskas

dCollection

第4章 結 論

얼음冷却部를 갖는 히트파이프 다발을 利用한 冷房시스템의 熱傳達特性을 파악하기 위한 實驗裝置를 設計製作하여, 특히 加熱部의 空氣速度와 히트파이프內의 封入液量을 變化시키면서 行한 히트파이프群에서의 對流熱傳達에 관한 基礎的 硏究를 통하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 傳熱量을 最大로 하기 위한 最適의 無次元封入液量은 鉛直形에서보다 水平形에서의 封入液量이 훨씬 크다는 것을 알 수 있었다.

(2) 主實驗用 히트파이프의 圓周角度에 따른 空氣의 對流에 관한 넛셀트數는 從來에 提示된 硏究結果와 비슷한 傾向을 나타내었으며, 各各의 領域에 대하여 本 實驗에서 구한 實驗式은 다음과 같았다.

停滯點 : $N_{uf}=0.11\ R_{emax}^{0.75}$
圓管前面 : $N_{um}=0.07\ R_{emax}^{0.79}$
圓管背面 : $N_{um}=0.11\ R_{emax}^{0.74}$

(3) 히트파이프群의 平均넛셀트數에 관한 實驗結果도 從來의 硏究結果에서 提示된 實驗式과 좋은 相關을 가졌으며, 다음 式으로 定理되었다.

dCollection

$$N_{um} = 0.32\ R_{emax}^{0.63}$$

以上의 研究結果는 深夜剩餘電力을 利用한 冷房시스템의 熱設計에 有效한 資料로 利用될 수 있다고 생각된다. 아울러 本 研究를 히트파이프의 配列樣式, 얼음의 蓄熱等에 촛점을 맞춘 補充實驗을 行하여 本 研究結果를 더욱 發展시키고자 한다.

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

dCollection

參 考 文 獻

(1) Gaugler, R.S. : US Patent Application. Dec. 21, 1942. Published US Patent No. 2350348, June 6, 1944.

(2) Cotter, T.P. : Theory of Heat Pipes. Los Alamos Sci. Lab. Report No. LA-3246-MS, 1965.

(3) Ueda Tatsuhiro : サーモサイフォン型 ヒートパイプの 熱輸送限界に 關する研究, 研究成果報告書, 1987.

(4) Colburn, A.P. : Trans. Am. Inst. Chem. Eng., 29(1933), 174

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

(6) Hage, E.C. : Experimental Investigation of Effects of Equipment Size on Convection Heat Transfer and Flow Resistance in Cross Flow of Gasses over Tube Banks, Trans. ASME, 59(1937), 573.

(7) Grimson, E.D. : Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and Heat Transfer for Cross Flow of Gasses over Tube Banks, Trans. ASME, 60(1938), 583.

(8) Kostić, Ž.G. and Oka, S. : Fluid Flow and Heat Transfer with Two Cylinders in Cross Flow, Int. J. Heat Mass Transfer, 15(1972), 279.

(9) Žukauskas, A. : Advances in Heat Transfer, 8(1972), 93, Academic Press.

(10) 洪永杓 : 垂直 2 次元 空氣噴流에 依한 平板으로부터의 熱傳達, 韓國海洋大學論文集, No.10,(1975),41 ~ 54.

(11) Bradshaw, P. : Journal of Fluid Mechanics.22, (1965), 679.

(12) 谷一郎 : 流體力學實驗法, 岩波書店 (1977), 18.

(13) Spalding, D.B. and Pon, W.M. : Int.J. Heat and Mass Transfer 5,(1962), 239.

(14) Shinya AIBA 日本機械學會論文集, 48 ~ 434(1982), 1976.

(15) Giedt, W.H.:Investigation of Variation of Point Unit-Heat-Transfer Coefficient Around a Cylinder Normal to an Air Stream, Trans. ASME, 71,(1949),375 ~ 381.

(16) Igarashi :日本機械學會論文集, 39 ~ 322(1973), 1890.

dCollection

附錄 I. 冷 凍 裝 置

1. 規 格

(1) 形式 : RAP-4911-1-2000, 東京메터㈜

(2) 冷凍能力 : 3000 kcal/hr

(3) 壓縮機 : 往復式 壓縮機

(4) 行程 : 40 *mm*

(5) 回轉數 : 720rpm

(6) 驅動電動機 : 0.75 kW

(7) 凝縮器 : 水冷式 Shell and Tube

(8) 蒸發器 : 乾式 Shell and Tube

2. 運轉方法

(1) 準備 (冷凍) : Fig. I-2 參照

a) 브라인 濃度 (比重) 의 測定

b) 自動溫度調節器 Th_1 設定

c) 아이스갠의 水量 및 브라인量의 確認 (Fig. I-4 參照)

d) 冷凍冷房變換밸브 BV_1 을 製氷側으로 變換

e) BV_2, BV_3, BV_4 개방, BV_4 로 流量調節

f) BV_5 로 브라인 누설여부 確認

g) WV_1, WV_2 를 열고 冷却水펌프 始動

dCollection

h) FV_1, FV_2, FV_3, FV_4 개방, FV_4로 冷媒量 調節

i) 各 溫度計, 壓力計, 流量計 (FV)의 값을 記錄

j) 冷凍·冷房 變換스위치 (COS)를 冷凍

k) 製氷器의 自動溫度調節器 Th_2 設定

(2) 始動 : Fig. I·3 參照

a) 메인스위치 (CKS)를 "ON"

b) 브라인펌프 運轉 (SW_1을 "ON")

c) 壓縮機 運轉 (SW_2를 "ON")

d) FV_4로 冷媒量 調節

e) 凝縮器 出口壓力 (P_3) 基準하여 冷却水量을 調節

(3) 停止 : Fig. I·3 參照

a) 壓縮機 停止 (SW_2를 "OFF")

b) 브라인펌프 停止 (SW_1을 "OFF")

c) CKS를 "OFF"

d) FV_4를 닫는다.

e) 冷却水펌프 停止

dCollection

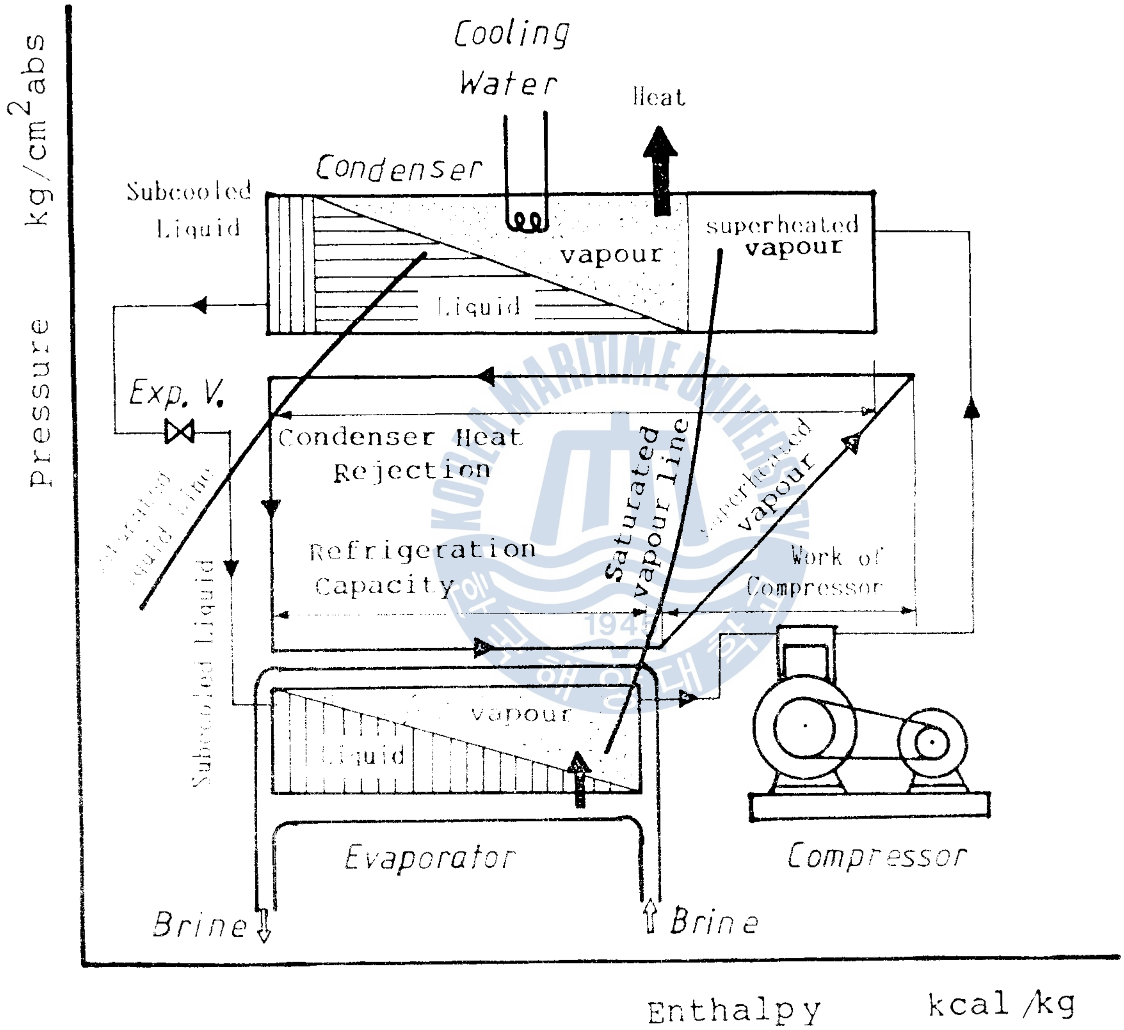


Fig.I·1 Mollier Diagram for the Refrigeration Cycle

dCollection

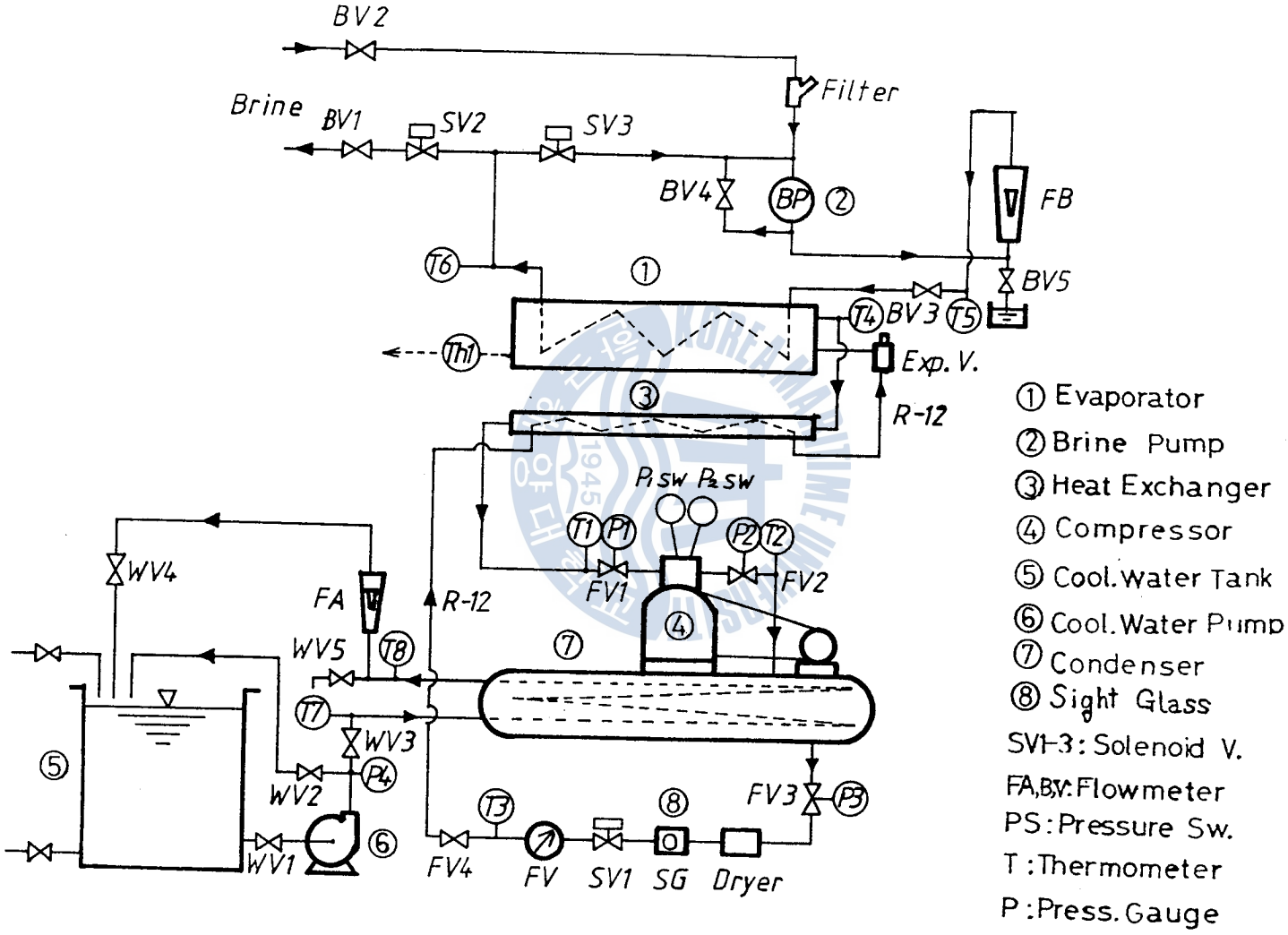


Fig. I·2 Schematic Diagram of Ref. Unit

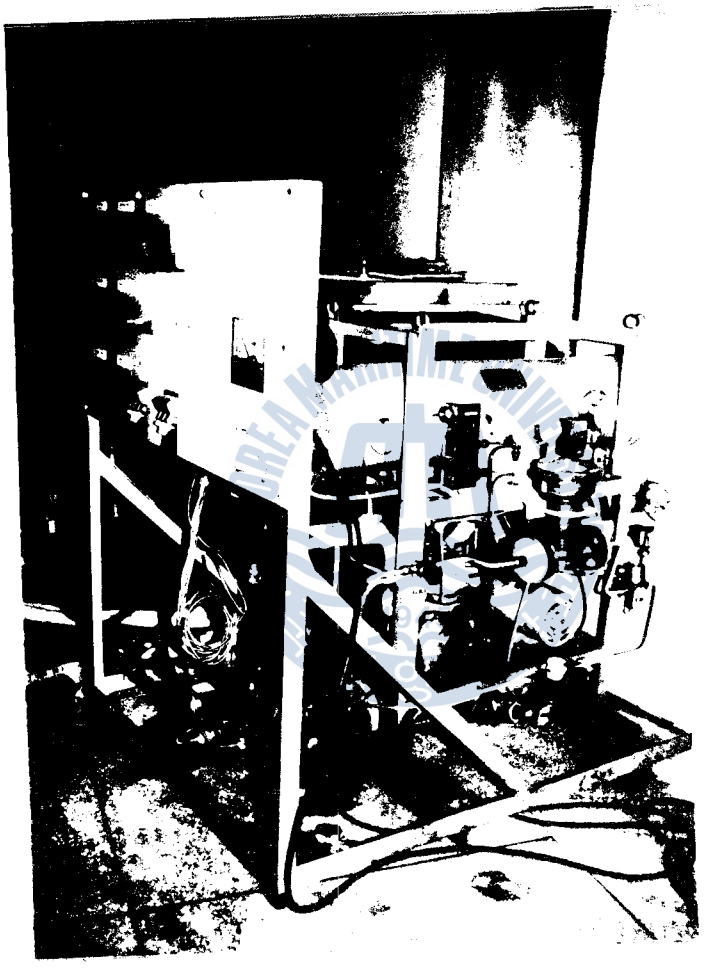


Photo I·1 Photo of Refrigerator Unit

dCollection

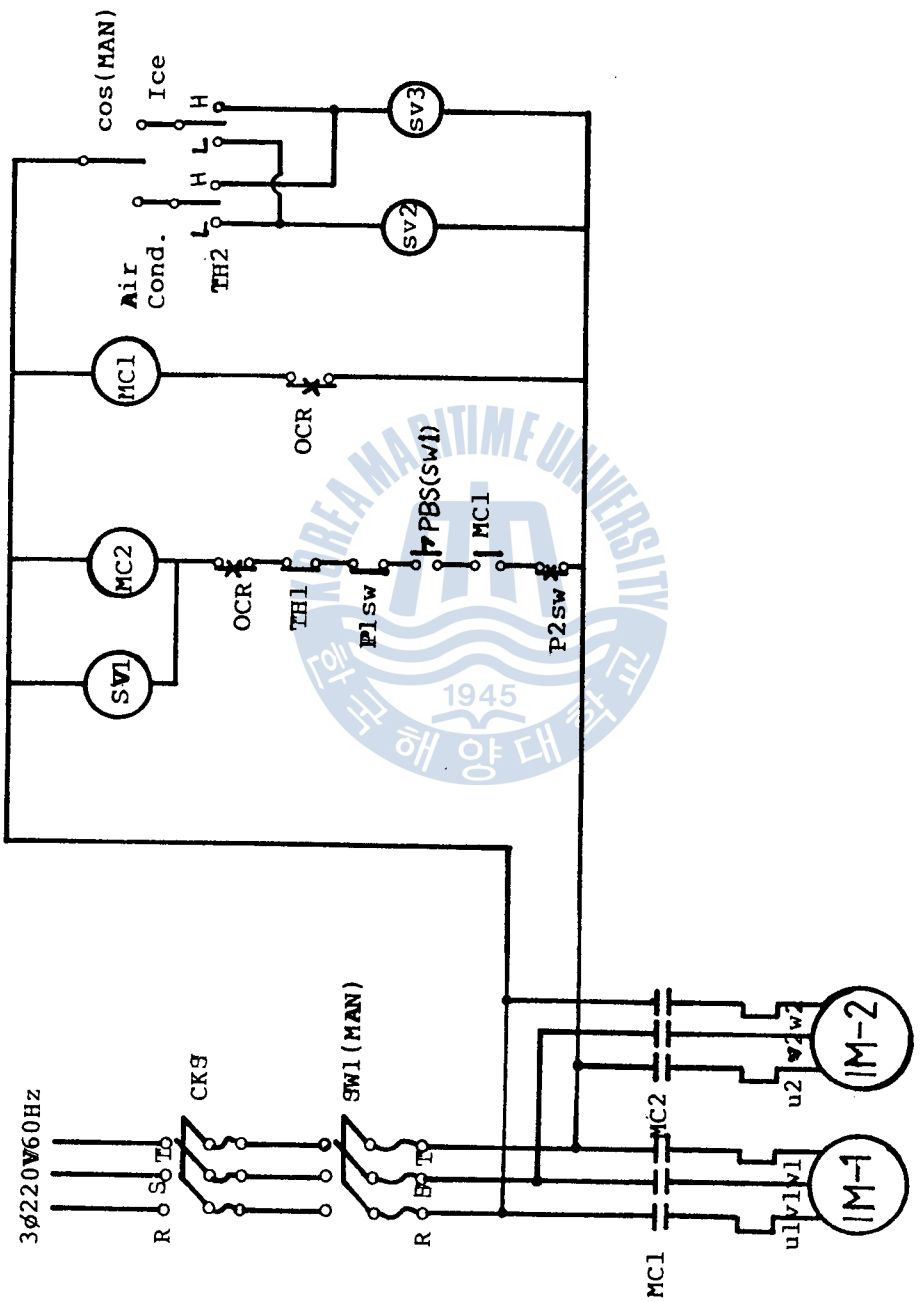


Fig. I·3 Control Circuit for Refrigerator

dCollection

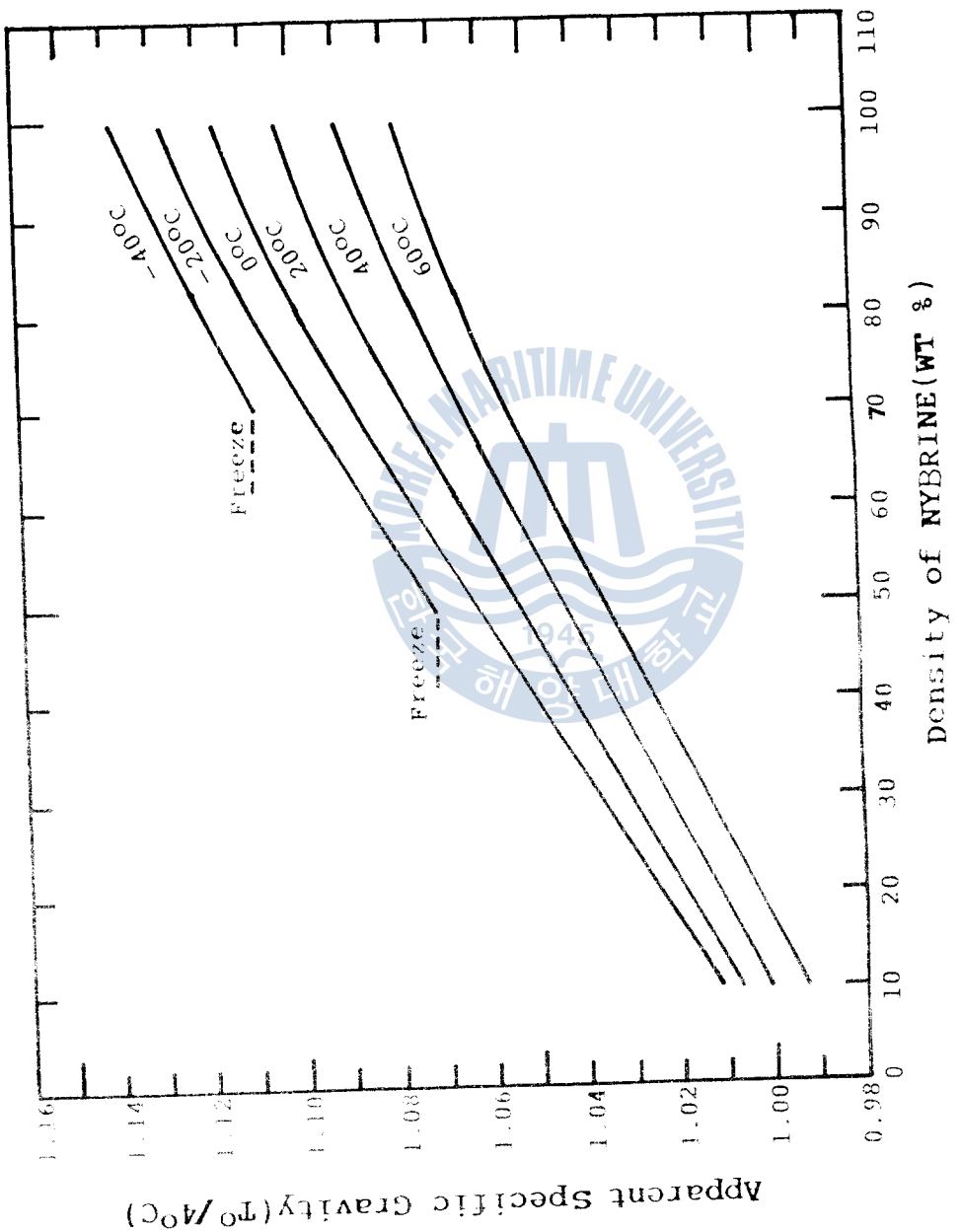


Fig.1-4 Specific Gravity of Aqueous NYBRINE Solution

塩酸溶液中에서의 스테인레스鋼과 銀의 電氣防蝕에 관한 硏究

A Study on the Electrochemical Protection of Stainless Steel and Silver in Hydrochloric Acid Solutions

白 泰 實

Tae - Sil Bek

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

<目 次>

Abstract
1. 序 論
2. 實驗方法
 2.1 試驗材料와 試驗片
 2.2 分極測定裝置 및 測定方法
3. 實驗結果 및 考察
 3.1 鹽酸溶液中의 SUS 316L 스테인레스鋼板
 3.2 鹽酸溶液中의 銀板
 3.3 鹽酸溶液中의 스테인레스鋼板과 銀板의 腐蝕·防蝕 特性
4. 最適陰極防蝕電位의 再吟味
5. 結 論
6. 參考文獻

dCollection