

可變傳熱 히이트 파이프의 特性에 관한 研究

金周年* · 李英浩* · 金鎔模*

An Experimental Study on Heat Transfer Characteristics of Variable
Conductance Heat Pipe

Kim, Joonyon · Lee, Youngho · Kim, Yongmo

Abstract

The heat-pipe is characterised by the highly effective thermal conductance. In order to change the thermal conductance, the heat-pipe is connected to a reservoir having a space which is filled with non-condensable gas.

In normal operation, the vapour of working fluid will tend to pump the non-condensable gas into the reservoir and the gas-vapour interface situates at some point along the condenser section. The thermal conductance is affected by non-condensable gas. It is concluded that the suitable position of interface can be used to control the temperature of condenser section.

In this experiment, the evaporating part is connected to the lowest position of heat-pipe. The copper heat-pipe which is filled with Freon-113 or distilled water as working fluid utilized. The design parameters of the heat-pipe are as follows;

Length and material of tube	; 915mm, copper
Outside and inside diameter of tube	; 25.4mm, 19.4mm
Length of condenser section	; 250mm
Length of evaporator section	; 100mm
Wicks	; 4 layers, 100 mesh, brass
Non-condensable gas	; air
Working fluid	; Freon-113 and distilled water

As results of experimental study, thermal conductance can be increased by the operating pressure which is influenced by non-condensable gas. A correlative equation between the thermal conductance and the mass of non-condensable gas is also obtained.

* 正會員, 韓國海洋大學

記 號 說 明

A_w ; 워스의 斷面積 (m ²)	Re_{max} ; 最大 레이놀드 數
A_c ; 히이트 파이프 凝縮部 斷面積 (m ²)	R_w ; 워스의 外側半徑 (m)
C_p ; 定壓比熱 (kcal/°C)	R_v ; 워스의 內側半徑 (m)
d ; 워스의 素線 (m)	S ; 不凝縮 가스가 占有할 수 있는 斷面積 (m ²)
d_0 ; 히이트 파이프 外徑 (m)	T_{gi} ; 非作動部 가스 溫度 (°K)
d_0' ; 斷熱材 外徑 (m)	T_{gr} ; 리서버의 가스 溫度 (°K)
g ; 重力加速度 (m/sec ²)	T_r ; 冷却水 平均溫度 (°K)
H ; 콘덕턴스 (W/°C)	T_{sc} ; 冷却水 平均溫度 (°K)
H_c ; 콘덕턴스 常數	t ; 溫度 (°C)
h ; 作動液量 레벨게이지 높이 (m)	t_{ci} ; 冷却水 入口溫度 (°C)
K ; 透過率	t_{co} ; 冷却水 出口溫度 (°C)
k ; 熱傳導係數 (kcal/m·hr·°C)	t_0 ; 室內溫度 (°C)
L ; 히이트 파이프 全 길이 (m)	t_s ; 飽和溫度 (°C)
L_a ; 斷熱部 길이 (m)	V ; 作動流體 體積 (m ³)
L_c ; 凝縮部 길이 (m)	V_c ; 凝縮部 體積 (m ³)
L_{ca} ; 凝縮部 作動部 길이 (m)	V_0 ; 워스 有孔部를 完全히 채울 수 있는 體積 (m ³)
L_{ci} ; 凝縮部 非作動部 길이 (m)	V_r ; 리서버의 體積 (m ³)
L_e ; 蒸發部 길이 (m)	V_s ; 電壓 (V)
L_{eff} ; 히이트 파이프 有效 길이 (m)	ϵ ; 有孔率
M ; 冷却水量 (g/sec)	ρ_l ; 液相密度 (kg/m ³)
m_g ; 不凝縮 가스量 (kg)	U_l ; 凝縮部の 速度 (m/sec)
\dot{m} ; 單位 時間當 凝縮液量 (kg/sec)	σ_l ; 表面張力 (N/m)
N ; 不凝縮 가스가 占有하는 體積 (m ³)	ν ; 動粘性係數 (m ² /sec)
P' ; 作動前 壓力 (mmHg)	U_m ; 凝縮液의 平均速度 (m/sec)
P_{gi} ; 非作動部 가스 分壓 (kg/m ²)	
P_{gr} ; 리서버의 가스 分壓 (kg/m ²)	첨 자
P_s ; 飽和 壓力 (mmHg)	a ; 斷熱部
P_v ; 蒸氣 壓力 (kg/m ²)	c ; 凝縮部
P_{vr} ; 리서버의 蒸氣 分壓 (kg/m ²)	e ; 蒸發部
P_{vs} ; 冷却水 濕도에 대한 作動流體의 飽和壓力 (kg/m ²)	g ; 가스
Q' ; 히이트 플럭스 (kcal/m ² ·hr)	i ; 非作動
Q_c ; 凝縮部 回收熱量 (W)	r ; 리서버
Q_e ; 蒸發部 加熱量 (W)	v ; 蒸氣
Q_l ; 斷熱部에서의 熱損失量 (W)	
R ; 電氣抵抗 (Ω)	

1. 序 論

히이트 파이프는 作動流體의 潛熱을 利用하여 熱을 輸送하기 때문에 매우 높은 傳熱性能을 갖는 傳熱素子이다. 이러한 히이트 파이프는 NA SA에서 研究 開發되어 現在에는 많은 工學分野에 應用되고 있다. 最近에는 히이트 파이프의 傳熱抵抗을 制御할 수 있도록 人爲的으로 不凝縮가스를 注入하여 回收部에서 熱回收量을 調節할 수 있는 可變傳熱 히이트 파이프(Variable Conductance Heat Pipe : VCHP)도 開發되고 있다.¹⁾²⁾

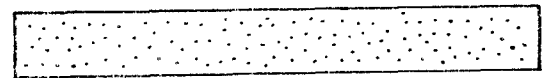
히이트 파이프는 作動條件 및 狀態에 따라 設計條件이 다르다. 히이트 파이프內의 不凝縮가스량은 作動壓力, 傳熱抵抗 및 蒸發部の 傳熱性能에 影響을 미치고 있다. 이러한 VCHP에 관하여서는 1965年 Wyatt가 SE-4 衛星用 VCHP의 實驗結果로부터 不凝縮가스량을 調節함에 따라 傳熱量的 制御가 可能하다고 發表하였다.

히이트 파이프의 設計는 使用目的에 따라 壓力變化 및 傳熱抵抗, 熱輸送限界 및 最適 不凝縮가스量 等에 關한 研究를 必要로 한다. 即, 各各의 設計條件들에 의해서 히이트 파이프의 設置個數와 치수를 決定할 수 있다. 히이트 파이프에 있어서 不凝縮가스는 凝縮部에 모여서 傳熱抵抗을 變化시키며 作動壓力에 影響을 미친다 또한 이러한 壓力의 變化는 蒸發部の 傳熱特性에도 影響을 미치고 있다.

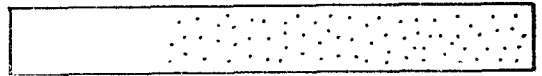
實驗用 히이트 파이프는 닉스를 內裝한 것으로서 蒸發部를 下端으로 하여 垂直方向으로 設置하였다. 本 論文에서는 不凝縮가스量과 作動液量에 따른 히이트 파이프의 傳熱抵抗 및 作動壓力, 그리고 傳熱性能의 變化에 關하여 實驗的 研究를 行하였다.

2. 可變傳熱 히이트 파이프의 傳熱理論

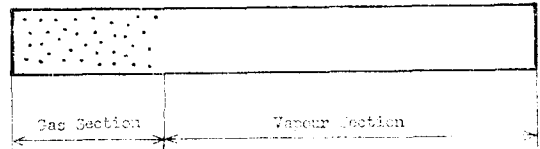
Fig. 1은 不凝縮가스가 存在하는 히이트 파이프의 作動流體 및 不凝縮가스의 狀態를 나타낸다. Fig. 1(a)는 熱入力이 없는 靜的 平衡狀態로 히이트 파이프內에 不凝縮가스는 均一하게



(a) Starting to Heat



(b) Static Balancing State



(c) Dynamic Balancing State
Fig. 1 Motion of Gas and Vapour

分布되고 加熱이 始作된 다음 動的 平衡狀態는 Fig. 1(c)와 같이 나타나게 된다. 即, 不凝縮가스는 凝縮部에서 凝縮되지 못하고 어느 정도의 體積을 차지하게 된다. 熱入力이 增加하면 蒸發量 및 作動壓力가 增加하므로 不凝縮가스가 占有한 體積은 減少되고 凝縮面積이 增加하므로 콘덕턴스는 增加하게 된다. 이와 같이 不凝縮가스를 含有한 히이트 파이프를 可變傳熱 히이트 파이프라 한다. 不凝縮가스를 含有하는 一般的인 VCHP는 Fig. 2에서 보는 바와 같다.³⁾

不凝縮가스를 含有한 히이트 파이프의 解析은 凝縮部の 蒸氣와 不凝縮가스와의 境界面의 變化를 檢討함으로써 可能하다. 이와 같은 히이트 파이프의 콘덕턴스 解析에 있어서는 다음과 같은 假定을 行한다.

1. 히이트 파이프는 定常狀態에 있다.
2. 凝縮部를 占有한 不凝縮가스는 理想氣體로 다룬다.
3. 히이트 파이프內의 蒸氣와 가스의 全壓은 같다.
4. 管壁에 의한 軸方向 熱傳導는 無視한다.

Fig. 2에서 凝縮部の 作動部分 길이 L_{ca} , 斷面積 a_c , 管內 히이트 파이프 熱通過率을 H_c 라 할 때 히이트 파이프 콘덕턴스 H 는

$$H = H_c \cdot a_c \cdot L_{ca} \quad (1)$$

H 는 L_{ca} 의 길이의 變化에 影響을 받는다. 따라서 $L_{ca} = L_c$ 일 때 即 凝縮部 全體가 有効凝縮部

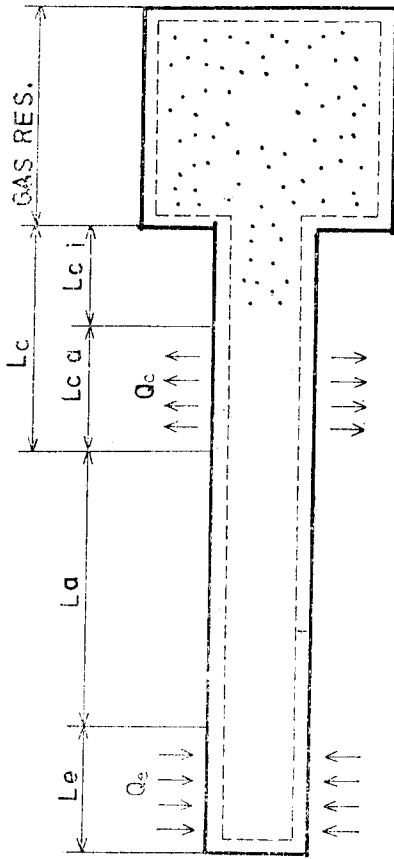


Fig. 2 Outline of VCHP

로 作用할 때 콘덕턴스는 最大이며 이 境遇 H_{max} 는

$$H_{max} = H_c \cdot a_c \cdot L_c \quad (2)$$

가 된다. 式 (1)과 (2)로 부터

$$\frac{H}{H_{max}} = \frac{L_{ca}}{L_c} \quad (3)$$

를 얻는다. 히이트 파이프 中에 封入된 不凝縮 가스의 全質量은 狀態方程式으로 부터

$$m_g = \frac{P_{gi}}{R_g \cdot T_{gi}} \cdot a_c \cdot (L_c - L_{ca}) + \frac{P_{gr}}{R_g \cdot T_{gr}} \cdot V_r \quad (4)$$

가 된다. 式 (4)의 右邊의 第1項은 凝縮部의 가스 質量이고, 第2項은 리저버內의 가스 質量을 나타 낸다. 假定 3에서

$$P_{gi} + P_{vi} = P_v \quad (5)$$

$$P_{gr} + P_{vr} = P_v \quad (6)$$

가 된다. 凝縮部中 非作動部分에서 氣相과 液相이 相平衡을 이루고 있다면 P_{vi} 는 그 때의 飽和

壓力 P_{vs} 와 近似的으로 같다. 따라서

$$T_{gi} = T_{sc} \quad (7)$$

$$P_{vi} = P_{vs} \quad (8)$$

이고 또한

$$T_{gr} = T_r \quad (9)$$

이므로 式 (5), (6), (7), (8), (9)를 式(4)에 代入하여 凝縮部 作動部分의 길이 L_{ca} 에 대하여 整理하면

$$L_{ca} = L_c - \frac{m_g \cdot R_g \cdot T_{sc}}{a_c \cdot (P_v - P_{vs})} + \frac{V_r \cdot T_{sc} \cdot (P_v - T_{vr})}{a_c \cdot T_r \cdot (P_v - P_{vs})} \quad (10)$$

이 된다. 그리고 上式의 兩邊을 L_c 로 나누면

$$\frac{L_{ca}}{L_c} = 1 - \frac{m_g \cdot R_g \cdot T_{sc}}{V_c \cdot (P_v - P_{vs})} + \frac{V_r \cdot T_{sc} \cdot (P_v - P_{vr})}{V_c \cdot T_r \cdot (P_v - P_{vs})} \quad (11)$$

이 된다. 또한 式(11)을 式(3)에 代入하면

$$\frac{H}{H_{max}} = \frac{L_{ca}}{L_c} = 1 - \frac{m_g \cdot R_g \cdot T_{sc}}{V_c \cdot (P_v - P_{vs})} + \frac{V_r \cdot T_{sc} \cdot (P_v - P_{vr})}{V_c \cdot T_r \cdot (P_v - P_{vs})} \quad (12)$$

이 된다.

3. 實驗裝置 및 實驗方法

實驗裝置의 全體 配置圖는 Fig. 3 및 Fig. 4에서 보는 바와 같다. 이 그림에서 보는 바와 같이 實驗裝置는 히이트 파이프, 冷却部, 加熱部, 溫度測定部 및 壓力測定部로 構成되어 있다.

(1) 히이트 파이프

實驗用 히이트 파이프로서는 Fig. 5와 같이 全長 915mm, 外徑 25.4mm, 內徑 19.4mm의 銅 파이프를 使用하였다. 全 길이에서 蒸發部는 100mm, 斷熱部는 565mm, 凝縮部는 250mm이다. 作動流體의 循環을 위한 웍스로서는 100배 위의 브라스網을 4겹으로 하여 內壁에 密着시키고 密着裝置로서 피치 14mm 銅線스프링을 利用하였다. Fig. 6은 히이트 파이프의 凝縮部의 詳細圖이다. 이 그림에서 보는 바와 같이 凝縮部의 凝縮效率을 增加시키기 위해서 傳熱핀을 設置하였으며 材質은 브라스棒을 使用하였다. 銅 파이프의 上下端은 나사를 利用하여 組立하였으며 데프론 "0"링으로써 氣密度를 向上 시켰다.

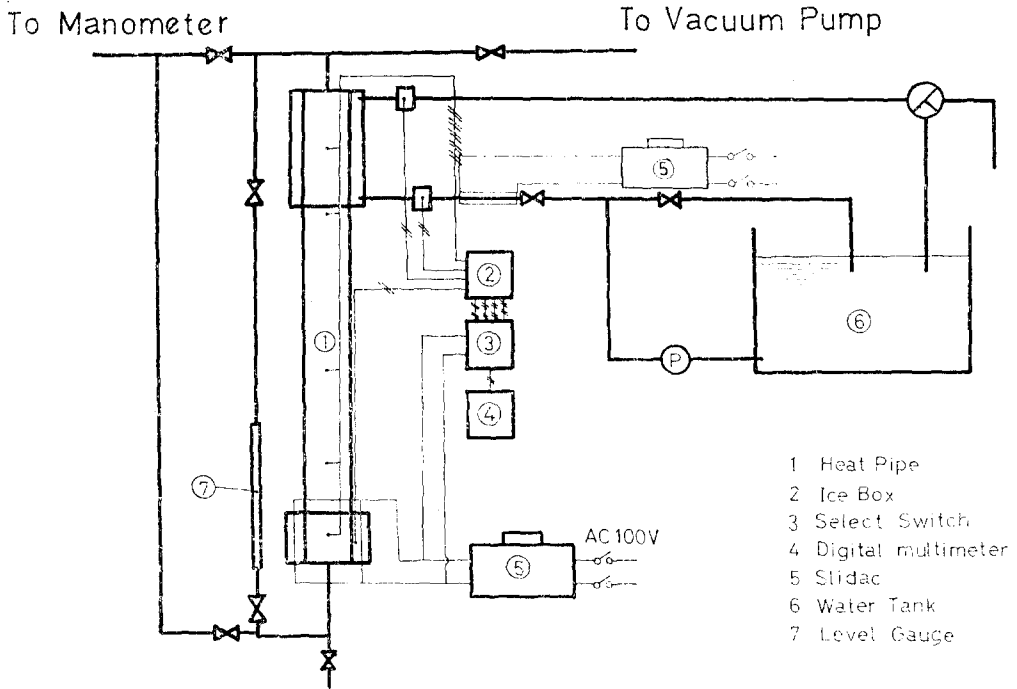


Fig.3 Schematic Diagram of Experimental Apparatus

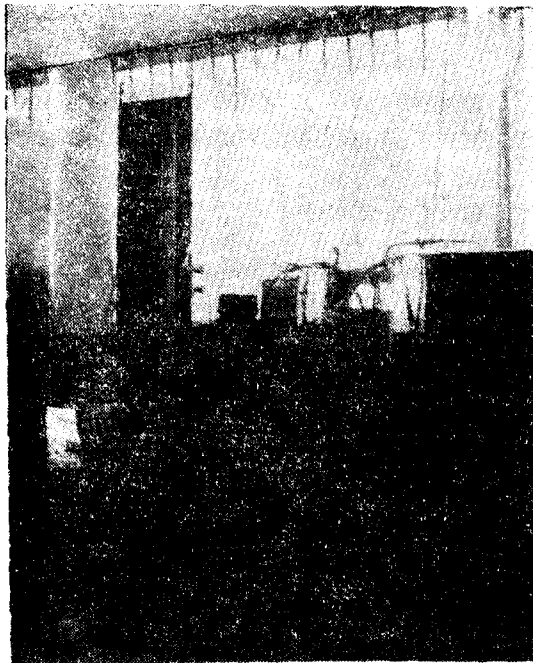


Fig.4 Photo of Experimental Apparatus

蒸發部の 作動壓力 計測用器機의 接續과 作動流體의 供給을 위한 連結幫을 加工하였다.

히이트 파이프內의 封入量을 알 수 있도록 凝縮部와 蒸發部에 各各 6.35mm 銅파이프를 使用하여 레벨게이지에 連結함으로써 封入된 作動流體量을 測定할 수 있게 하였다.

(2) 加熱部 및 冷却部

蒸發部에서의 加熱은 抵抗이 3.7Ω인 니크롬線으로 電氣加熱하였으며 니크롬線은 沙器皮膜으로 히이트 파이프 本體와 絶緣하였으며, 되도록 均一한 熱플럭스를 갖도록 하였다. 斷熱材로서는 玻璃울을 使用하였다. 電源의 供給은 나이프 스위치를 거쳐 可變 變壓器에 連結하여 加熱量을 調節할 수 있도록 하였으며 이 때의 電壓은 디지털 멀티 미터로 測定하게 하였다.

凝縮部 冷却水量의 調節은 바이패스 파이프에 의해서 可能하도록 하였으며 冷却水溫度를 一定하게 維持하도록 補助히이터를 設置하였다. 補助히이터의 位置는 冷却水가 加熱된 後 凝縮部

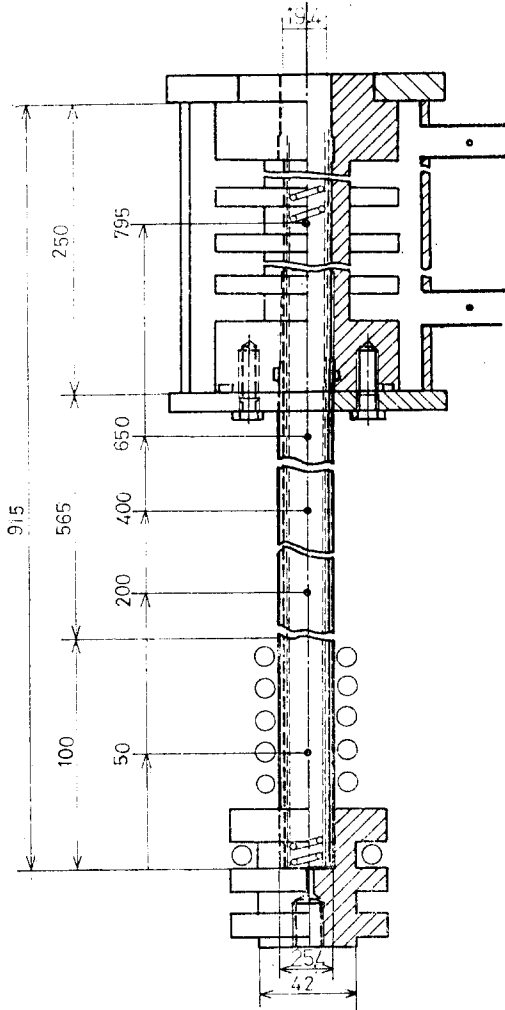


Fig. 5 Schematic Assembling Diagram of Experimental Parts

入口에서 充分히 混合될 수 있도록 하였으며 補助히이터는 리본히이터의 電氣加熱이고 可變變壓器에 連結하여 冷却水溫度를 調節할 수 있게 하였다. 冷却水量을 알기 위한 裝置로 3方콧을 冷却水 出口側에 設置하였다.

(3) 溫度測定部 및 壓力測定部

各부의 溫度測定은 C-A 熱電對로써 行하였으며 히이트 파이프 各부의 熱電對 附着位置는 Fig. 5와 같이 蒸發部 末端으로부터 各各 50mm, 200mm, 400mm, 650mm, 795mm이다. 蒸發部 側의 熱電對는 傳熱壁과 接한 網에 固定시켰으

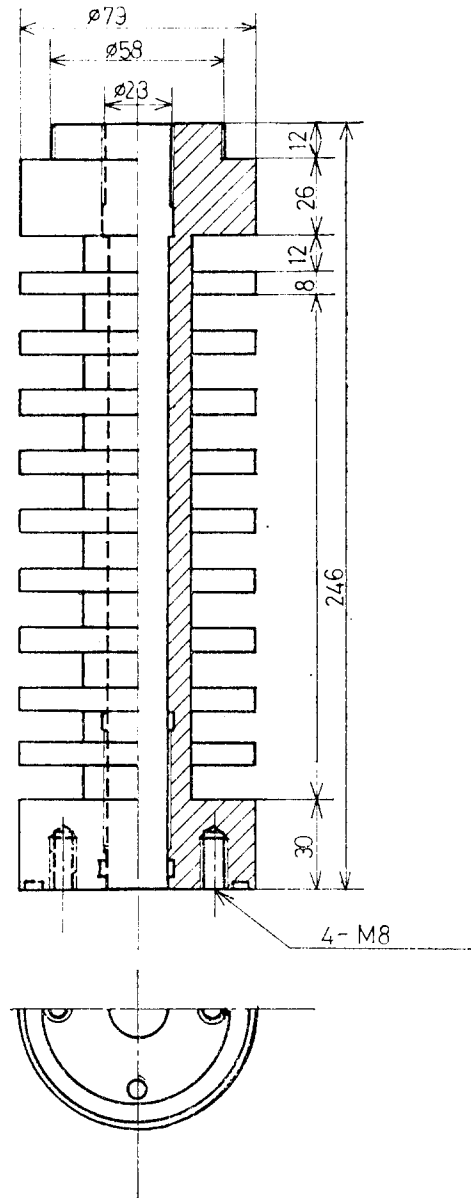


Fig. 6 Detail of Condenser Section

며 凝縮部側의 熱電對는 蒸氣側과 接한 網에 固定시켰다. 또한 最大熱輸送量에 到達하였을 때 蒸發部 傳熱壁의 急速한 溫度上昇을 監視하고 傳熱壁 溫度를 測定하기 위해서 蒸發部 傳熱壁의 外部에도 熱電對를 附着하였다. 蒸發部 外壁에 附着된 熱電對는 熱電對 感知部를 接着劑로써 傳熱壁에 附着시킨 後 鐵線밴드로 감아 完全히 密着시켰다. 그리고 凝縮部의 入口와 出口에

各各 熱電對를 設置하였으며 이와 같이 設置된 熱電對는 熱電對用 0°C 基準接點箱子에 連結하였다. 이렇게 하여 發生된 熱起電力은 選擇스위치에서 順次的으로 디지털 電壓計에 入力되어 測定하도록 하였다. 本 實驗에 使用된 全 熱電對는 最小 눈금이 0.1°C인 標準溫度計가 指示하는 溫度와 디지털 電壓計로 測定한 熱起電力을 比較하여 檢定하였으며 測定溫도와 熱起電力과의 關係를 最小自乘法으로 處理함으로써 다음과 같은 檢定式을 얻었다.

$$t = 24.186\text{mV} + 2.535 ; t < 62^\circ\text{C} \quad (13)$$

$$t = 23.96\text{mV} + 2.958 ; t \geq 62^\circ\text{C} \quad (14)$$

또한 傳熱壁에 附着된 熱電對 檢定式은

$$t = 24.184\text{mV} + 4.994 ; t < 50^\circ\text{C} \quad (15)$$

$$t = 24.546\text{mV} + 4.320 ; t \geq 50^\circ\text{C} \quad (16)$$

히이트 파이프의 作動壓力를 測定하기 위하여 蒸發部와 凝縮部에 各各 6.35mm 銅파이프와 冷凍機用 밸브를 利用하여 마노미터에 連結하였다.

(4) 實驗方法

本 實驗에서 作動流體는 蒸溜水 및 R-113이며 不凝縮가스는 空氣를 擇하였다. 作動流體는 眞空펌프를 使用하여 히이트 파이프內를 眞空으로 하고 負壓를 利用하여 封入하였다. 封入量은 레벨게이지 눈금에 의하여 調節하였고 또한 眞空펌프로써 不凝縮가스量도 調節할 수 있게 하였다.

實驗은 封入量을 一定히 유지하면서 점차 加熱量을 增加시켜 限界熱輸送量까지 行하였다. 위 條件下의 實驗이 끝난 後 다시 원하는 不凝縮가스量 만큼 補充하여, 上述한 바와 同一한 方法으로 實驗을 反復하였다.

히이트 파이프內의 溫度分布가 定常狀態에 到達되어 있는가, 斷熱部 內스內에 設置된 熱電對의 熱起電力이 安定되었는가를 디지털 電壓計로 監視함으로써 確認 可能하였으며 溫度分布가 定常狀態에 到達한 後 各部의 溫度 測定을 行하였다. 冷却水의 入口 및 出口의 溫度와 冷却水 量으로부터 凝縮部의 放熱量을 決定하고 各部의 熱電對의 熱起電力을 디지털 멀티미터로써 測定・記錄하였으며 作動中 壓力은 마노미터로써 測定하였다. 또한 蒸發部에서의 電氣的 加熱量의 測定은 니크롬 히이트의 兩端間 電壓을 測定함으로써 可能하였다.

本 實驗에서 動作流體 一定量에 대한 不凝縮가스量은 理想氣體의 狀態方程式으로부터 計算할 수 있다. 即 100에쉬의 브라스 網에 對한 有孔率은 他實驗結果에서 有孔率 $\epsilon = 0.69^{(4)}$ 이며 브라스網 素線의 直徑 $d = 0.1\text{mm}$ 로 주어지고 있다. 따라서 內徑이 19.4mm인 本 히이트 파이프에서 不凝縮가스가 占有할 수 있는 實際 斷面積 S 는

$$S = \pi R_w^2 - \{ \pi (R_w^2 - R_s^2) \cdot (1 - \epsilon) \} \\ = 2.8 \times 10^{-4} (\text{m}^2) \quad (17)$$

가 된다. 그러므로 레벨게이지 눈금 높이가 h 인 境遇 不凝縮가스가 占有하는 體積 N 은

$$N = 2.8 \times 10^{-4} \times (0.915 - h) \quad (18)$$

이다. 式(18)을 理想氣體의 狀態方程式으로 整理하면 不凝縮가스량 m_g 는

$$m_g = \frac{P'}{273 + t} \{ 1.3 \times 10^{-4} (0.915 - h) \\ + 4.38 \times 10^{-5} \} \quad (19)$$

가 된다. Table 1은 作動前 作動流量의 레벨게이지 높이 h 에 對한 不凝縮가스量의 計算値와 計測用 銅파이프內의 不凝縮가스量을 합한 값을

Table 1. Non-Condensable Gas Weight According to Vacuum and Height of Level Gauge

$h(\text{cm})$	P'	760	610	460	310	160
1		4.10×10^{-4}	3.30×10^{-4}	2.49×10^{-4}	1.68×10^{-4}	8.67×10^{-5}
2		4.08×10^{-4}	3.28×10^{-4}	2.47×10^{-4}	1.67×10^{-4}	8.6×10^{-5}
3		4.05×10^{-4}	3.25×10^{-4}	2.45×10^{-4}	1.65×10^{-4}	8.53×10^{-5}
4		4.02×10^{-4}	3.23×10^{-4}	2.43×10^{-4}	1.64×10^{-4}	8.46×10^{-5}
5		3.99×10^{-4}	3.20×10^{-4}	2.41×10^{-4}	1.63×10^{-4}	8.39×10^{-5}

보여주고 있다.

作動流體의 封入量 V 는 릭스 有孔部를 完全히 채울 수 있는 量 V_0 와의 無次元으로 表示하는 方法이 適用된다. 本 實驗用 히이트 파이프의 V_0 는

$$V_0 = \pi(R_w^2 - R_p^2) \cdot L \cdot \varepsilon = 29.5 \times 10^{-6} (m^3) \quad (20)$$

이 된다.

蒸發部에 供給된 電氣的 加熱量 Q_e 는 本 實驗에서 使用된 니크롬 히이터의 抵抗 R 이 常溫에서 3.7Ω 이므로 電氣的 加熱量 Q_e 는

$$Q_e = \frac{V_e^2}{R} \text{ (Watt)} \quad (21)$$

가 된다. 한편 凝縮部에서 放熱된 熱量 Q_c 는

$$Q_c = 4.2 \times (t_{co} - t_{ci}) \times M \times C_p \text{ (Watt)} \quad (22)$$

이다. 蒸發部, 斷熱部에서 斷熱材로 放熱된 熱量 Q_i 에 對하여서는, 銅파이프의 傳熱抵抗을 無視하고 히이트 파이프內的 飽和溫度 t_s 가 近似的으로 均一하다고 하면 Q_i 은 다음과 같이 求할 수 있다.

$$Q_i = \frac{2\pi k L \Delta t_s}{\ln(d_o'/d_o)} \quad (23)$$

여기서 d_o 는 히이트 파이프의 外徑, d_o' 는 斷熱材의 外徑으로서 70mm이다. 또한 k 는 그라스을 熱傳導率 $k=0.038(W/m^{\circ}C)$ 이다. 式(23)에 의하여 파이프內的 作動流體의 飽和溫度의 室溫과의 差에 의한 本 實驗範圍에서의 放熱損失은 R-113의 實驗의 境遇 約 5.0 Watt 정도로 매우 적다. 그러므로 斷熱材를 통한 放熱損失을 無視하고 히이트 파이프의 熱輸送量의 計算便宜를 위해 히이터의 兩端間의 電壓으로부터 計算한 加熱量 即 式(21)에 의한 값을 加熱量으로 하였다. Fig. 7은 Q_e 와 Q_c+Q_i 과의 關係를 實驗的으로 求한 結果를 보여준다.

凝縮部에서의 凝縮液膜에 對하여서는 參考文獻 (6)에서와 같이 凝縮液膜內的 速度分布를 假定함으로써 一般的인 速度境界層의 積分方程式을 導入할 수 있다. 冷却部 下端의 凝縮液量은

$$\dot{m} = \frac{\rho_l \cdot K \cdot A_w}{U_l \cdot L_{eff}} \cdot \left(\frac{2\sigma_l}{r_c} + \rho_l \cdot g \cdot L \right) \quad (24)$$

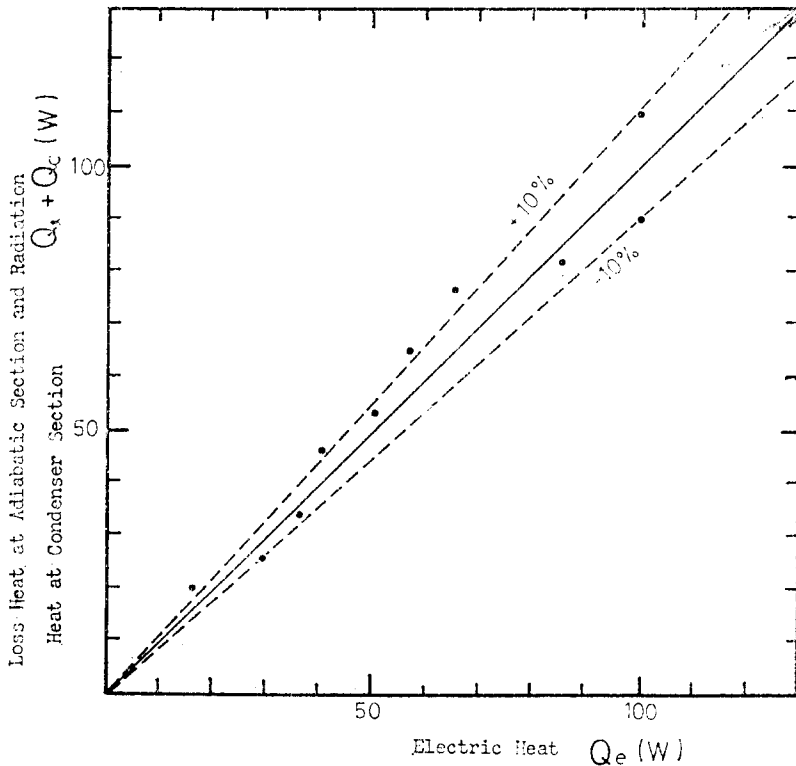


Fig. 7 Experimental Results of Heat Balance in the Heat-Pipe

과 같다. 또한 이境遇 最大平均流速을 갖는 最下端에서의 레이놀드數는

$$Re_{max} = \frac{U_m \cdot L_c}{\nu} = 5500 \quad (25)$$

이며 後述하는 本實驗結果를 式(25)에 의하여 計算하면 Re_{max} 는 5500이므로 本實驗에 있어 凝縮落下 液狀은 亂流狀態임을 알 수 있다.

4. 實驗結果 및 考察

Fig. 8은 作動流體가 蒸溜水인 境遇에 대하여 加熱量을 파라미터로 했을 때 不凝縮가스量과 作動壓力과의 關係를 나타낸다. 加熱前의 壓力이 높으면 作動壓力도 相對的으로 높아진다. 또한 Fig. 9에서 알 수 있는 바와 같이 加熱量의 增加는 漸次 作動壓力을 增加시킨다. 이 境遇 各各의 實驗條件에 對한 實驗結果로서 Table 2와 같은 實驗式을 얻을 수 있다.

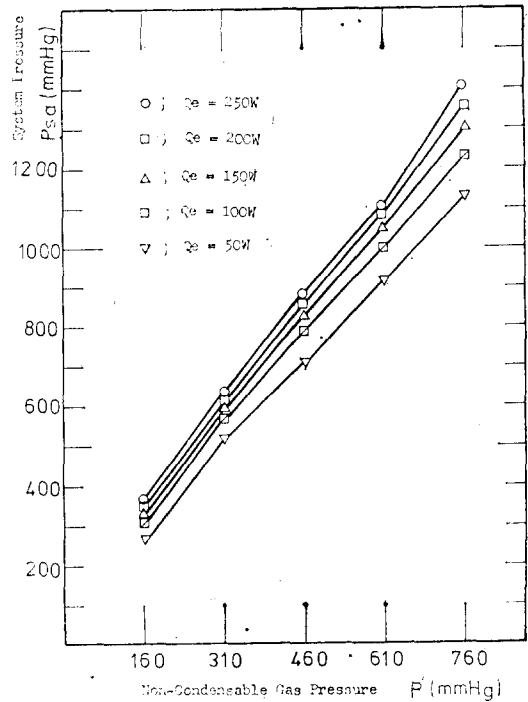


Fig. 8 Experimental Results of System Pressure According to Non-Condensable Gas

Table 2. Experimental Results of System Pressure According to Heat Flux

P' (mmHg)	P_{sa} (mmHg)
160	$70.58 \times Q'^{0.153}$
310	$170.22 \times Q'^{0.124}$
460	$247.17 \times Q'^{0.119}$
610	$359.75 \times Q'^{0.105}$
760	$444.63 \times Q'^{0.1026}$

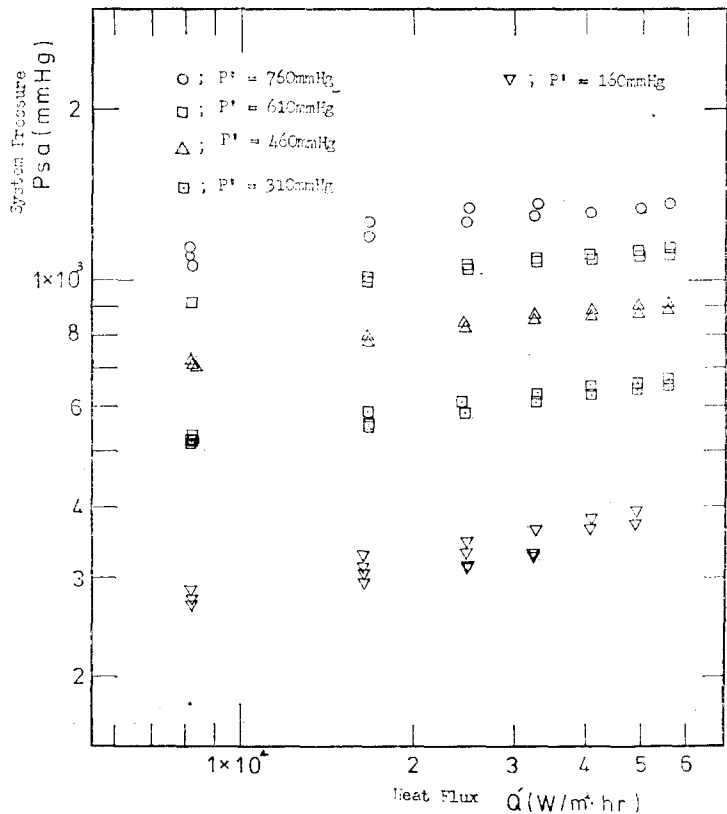


Fig. 9 Experimental Results of System Pressure According to Heat Flux

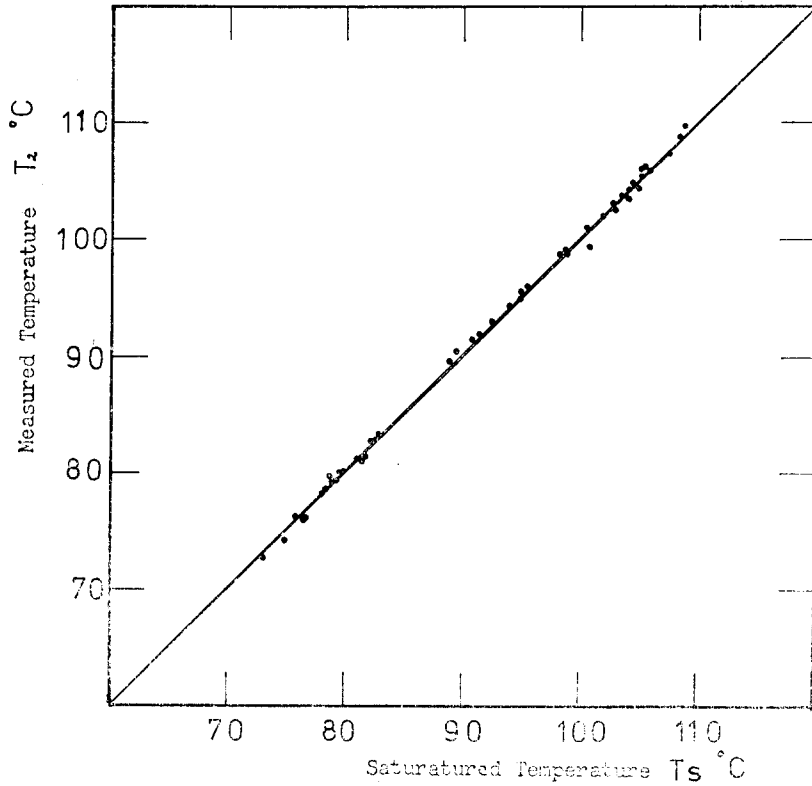


Fig. 10 Comparison of Measured Value at No.2 Thermocouple According to Saturated Temperature

Fig. 10은 作動壓力에 對한 물의 飽和溫度와 蒸發部의 웍스內에 設置한 No.2 熱電對로부터 測定한 溫度를 나타낸다. 이 그림으로부터 蒸發部內의 液相 또는 氣相의 作動液은 거의 飽和狀態임을 알 수 있다.

Fig. 11은 加熱量의 變化에 따른 軸方向의 溫度分布의 一例를 나타낸다. 히이트 파이프內의 各部の 溫度는 加熱量의 增加에 따라 약간씩 增加하고 있으나 凝縮部의 溫度增加는 他部分보다 더욱 크다. 이것은 作動壓力의 增加로 因하여 凝縮部의 不凝縮가스와 作動流體의 境界面이 凝縮部의 末端을 向하여 移動함으로써 일어나는 現象이다. 이러한 現象은 有效凝縮部의 長이를 增加시키는 것으로 式(1)에서도 알 수 있는 바와 같이 콘덕턴스를 增加시키게 된다. Fig. 12,

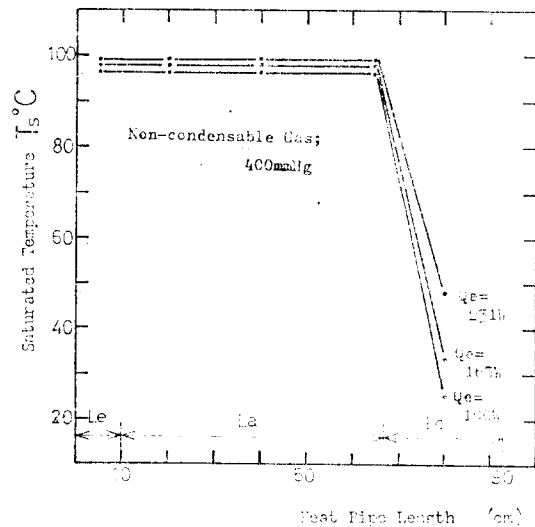


Fig. 11 Typical Temperature Distribution in the Heat Pipe.

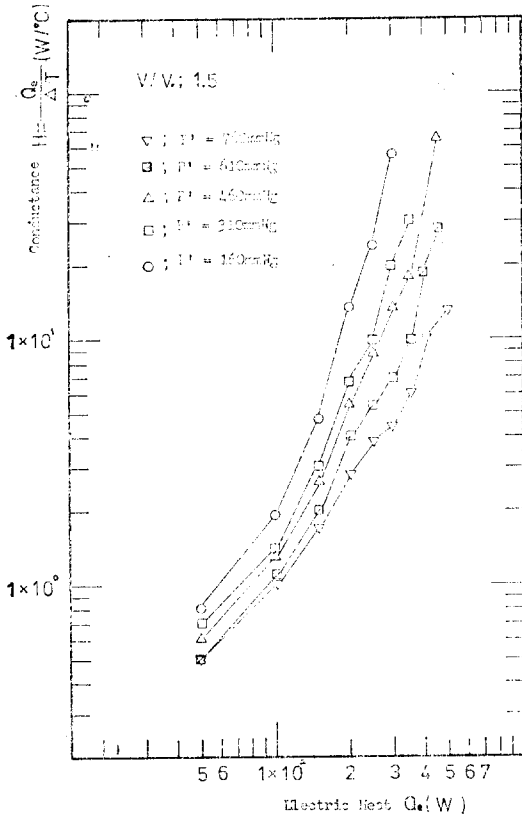


Fig. 12 Experimental Results of Conductance According to Quantity of Input Heat at $V/V_0=1.5$

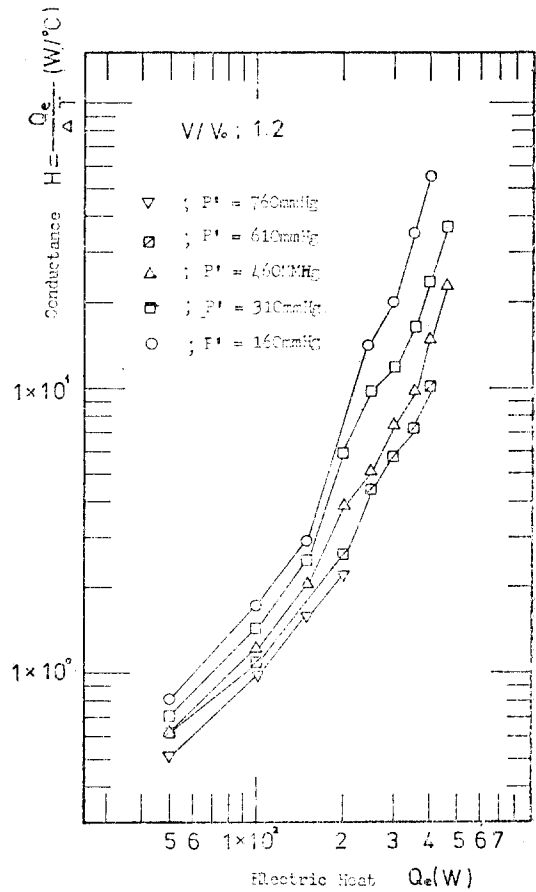


Fig. 13 Experimental Results of Conductance According to Quantity of Input Heat at $V/V_0=1.2$

Fig. 13은 不凝縮가스량을 파라미터로 하여 콘덕턴스와 加熱量과의 關係를 나타낸 것으로서 作動液量의 封入量 V/V_0 가 1.5, 1.2인 境遇를 나타낸다. 여기서 콘덕턴스 H 는

$$H = \frac{Q_e}{\Delta T} \quad (26)$$

로 定義되며 이것은 實驗的 結果로 알 수 있다. 上式에서 ΔT 는 蒸發部와 凝縮部와의 溫度差를 나타낸다. Fig. 12, 13에서 不凝縮가스량이 增加할수록 콘덕턴스는 작아지고 加熱량이 增加하던 콘덕턴스는 增加함을 알 수 있다. Fig 14, 15는 加熱량을 파라미터로 하였을 때 콘덕턴스와 不凝縮가스량과의 關係를 나타낸다.

히이트 파이프의 콘덕턴스는 上述한 바와 같

이 不凝縮가스량과 加熱量, 作動壓力의 影響을 받는다. 따라서 다음과 같은 一般的인 關係를 얻는다.

$$H = f(P, P', Q_e) \quad (27)$$

따라서 本 實驗의 範圍內의 實驗結果로부터 다음과 같은 式을 求할 수 있다.

$$H = 10^{-1.4795} \times K'^{0.8821} ; K' < 110 \quad (28)$$

$$H = 10^{-4.289} \times K'^{2.2144} ; K' \geq 110 \quad (29)$$

여기서, K' 는

$$K' = \frac{P_{s2} - P'}{P'} \cdot Q_e$$

이미 Fig(16)에 式(28), (29)의 計算結果와 實驗結果를 比較하여 表示하였다.

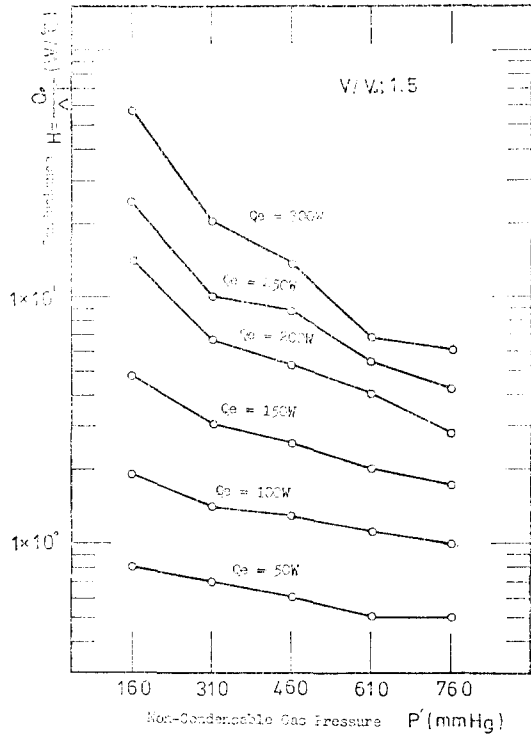


Fig.14 Effects of Non-condensable Gas to Conductance at $V/V_0=1.5$

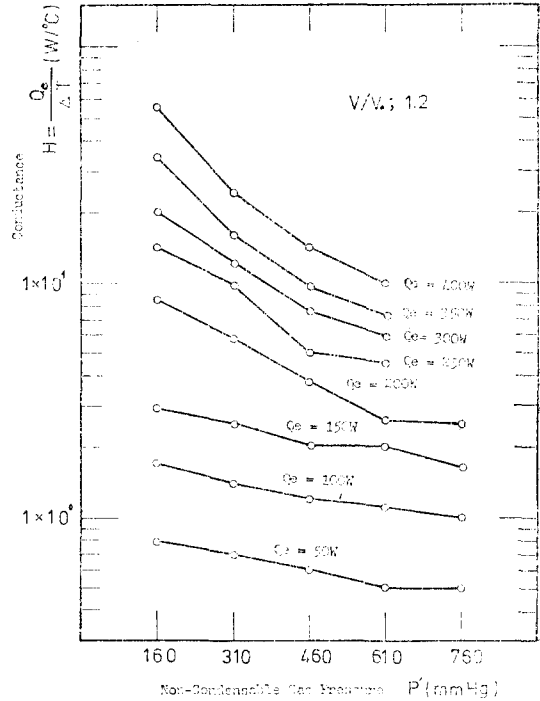


Fig.15 Effects of Non-condensable Gas to Conductance at $V/V_0=1.2$

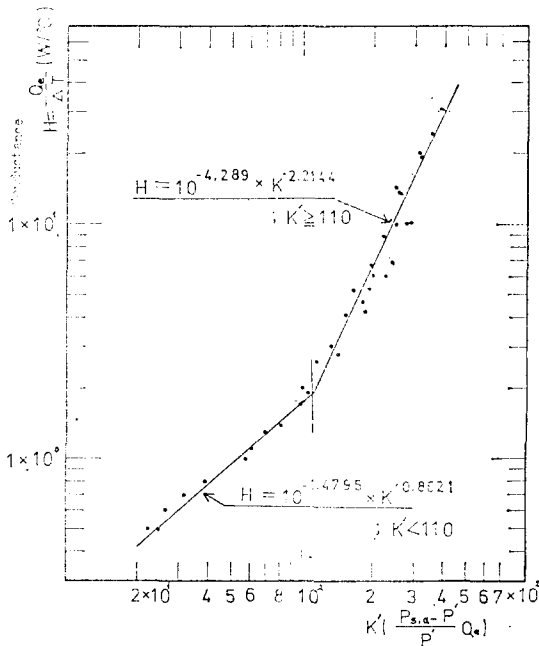


Fig.16 Experimental Results of Conductance

5. 結 論

本 實驗用 히이트 파이프는 蒸發部가 下段에 있는 垂直形이다. 作動流體로서 蒸溜水와 R-113을 利用하여 實驗한 結果 다음과 같은 研究結果를 얻었다.

(1) 冷却水의 溫度가 一定할 境遇 加熱量의 增加는 作動壓力을 增加시키며 作動壓力 P_{ss} 와 히이트 플럭스 Q' 와의 關係는 다음과 같다.

P' (mmHg)	P_{ss} (mmHg)
160	$70.58 \times Q'^{0.153}$
310	$170.22 \times Q'^{0.124}$
460	$247.17 \times Q'^{0.119}$
610	$359.75 \times Q'^{0.105}$
760	$444.63 \times Q'^{0.1026}$

(2) 不凝縮가스량의 減少는 有效凝縮部の 長이를 增加시키고 傳熱抵抗에 影響을 미친다. 따라서 可變傳熱 히이트 파이프의 境遇 不凝縮가스량에 따라 傳熱抵抗을 變化시킬 수 있다.

(3) 本 實驗用 히이트 파이프의 콘덕턴스 H 는

$$H=10^{-1.4795} \times K'^{10.8621} \quad ; K' < 110$$

$$H=10^{-4.2890} \times K'^{2.2144} \quad ; K' \geq 110$$

단 $K' = \frac{P_{sa} - P'}{P'} \cdot Q$.

와 같음을 알았다.

本 研究에서는 不凝縮가스 및 作動流量的 變化가 히이트 파이프에 미치는 影響에 대하여 基礎的研究을 하였으나 웍스의 種類 및 히이트 파이프 直徑, 길이 등 여러가지 파라미터에 關하여서는 앞으로 더욱 많은 研究가 있어야 된다고 생각한다.

參 考 文 獻

1) Kosson R. et al, Development of a High

Capacity Variable Conductance Heat Pipe, AIAA Paper 73--723, 1978.

2) Bienert W. et al, Study to Evaluate the Feasibility of a Feed Back Controlled Variable Conductance Heat Pipe, Contract NAS25772, Tech. Summary Report, DIM-70-4, Dynatherm., Sept. 1970.

3) 村上正秀. 松下正. 大島耕一, ヒート パイプ 工學, pp.168, 朝倉書店, 日本, 1979.

4) Dunn P.D. Reay D.A. Heat Pipes, 2nd Edition pp.106-108, Pergamon Press, 1978.

5) 吉岡啓介. 本田節弘. 野田英彦. 浜武俊朗, 金網ウヰシクをもつ ヒートパイプにおける 封入液量と 最大熱輸送量に 關する 研究, 第18回 日本 傳熱シンポジウム 講演論文集, pp. 94~96, 1981.

6) 金明煥. 金春植, 씨모싸이몬型 傳熱핀의 熱傳 達에 關한 研究, 韓國海洋大學 船舶工學研究 所 論文集, pp.273~302, 1983.