

回轉式 히이트 파이프의 성능에 對한 實驗的 研究

高 彰 奭* , 金 孝 經**

An Experimental Study of the Factors Affecting the
Performance of a Rotating Wickless Heat Pipe.

Chang Seog Ko and Hyo Kyung Kim

ABSTRACT

By using the hollow shaft with 0.5° internal taper, ball valve and rubber packing, charging the working fluid at engineering vacuum degree (vacuum pressure higher than 1 torr) and carrying out experiments, it was investigated the performance of rotating heat pipe with variant operating conditions.

In this experiment, it was shown that it is impossible the internal liquid flow was laminar film flow which agree with the assumption of present theoretical analyses, but the internal vorticity makes the heat transfer increase and for the maximum heat transfer there is optimal mass loading for the given heat pipe geometry and operational conditions.

* 서울大學校 大學院 機械工學科

** 正會員, 서울大學校 工科大学

記 號 說 明

A : 斷面積
 C : 圓 周
 f : 摩擦係數
 g : 重力加速度
 h : 對流熱傳達係數
 H : 엔탈피
 K : 傳導熱傳達係數
 L : 길 이
 \dot{m} : 流 量
 M : 作動流體充填體積比
 M' : Mach 數
 N : 回轉數 (R. P. M)
 R : 氣體常數
 Re : Reynold 數
 r : 半 徑
 T : 溫 度
 TB : 1 氣壓下 飽和蒸氣溫度
 u : 半徑方向速度
 V : 히이트파이프의 內部體積
 W : 軸方向速度
 δ : 液體膜두께
 θ : 水平面으로부터 傾斜角
 ψ : 管內面 傾斜角
 μ : 絶對粘性係數
 γ : 比熱比
 ρ : 密 度
 ν : 動粘性係數
 Ω : 角速度
 〈添 字〉
 a : 斷熱部
 b : 배어링
 c : 凝縮部
 e : 蒸發部
 in : 冷却水入口
 l : 液 體
 o : 潤滑油

out : 冷却水出口
 p : 히이트파이프의 外面
 pi : 히이트파이프의 內面
 R' : 外氣溫度
 s : 飽和狀態
 T : 熱傳對
 v : 蒸 氣
 w : 冷却水
 $(\bar{\quad})$: 平均값

1. 序 論

히이트파이프는 莫大한 熱輸送力を 갖고 있으면서도 效率의인 심지를 만들기 어려우므로 그 潛在的 能力을 充分히 利用하지 못하고 있다. 本 論文에 紹介되는 回轉式 히이트파이프는 이러한 制約條件을 除去한 것이므로 히이트파이프의 熱輸送力の 最大값을 提示하게 될 것이다.

回轉式 히이트파이프는 內部에 軸方向傾斜를 갖고, 그 안에 얼마간의 作動流體를 담고 있는 심지가 없는, 密閉된 中空回轉軸이다. 凝縮된 液體는 回轉에 의하여 發生하는 遠心力의 特性에 의하여 蒸發部로 되돌아 간다. 回轉式 히이트파이프는 液體毛細管流動에 關連된 많은 制約을 除去해주며, 回轉軸이 存在하는 시스템에서의 應用에 魅力的이다. 現存하는 解析들은^{1),2),5)} 히이트파이프의 特定한 境遇에 對하여 層流膜凝縮에 對한 Nusselt 理論의 基礎的이고 單純한 擴大解析을 나타내고 있다. 그러나 히이트파이프 內의 流動에 特別히 興味있는 現象들 즉 液體와 蒸氣의 中間面에서의 熱力學的 平衡뿐만 아니라 液體와 蒸氣流動 사이의 相互作用 같은 것들은 考慮되고 있지 않다. 또한 研究되어야 할 다른 重要한 問題들은 高性能作動을 위한 最大熱傳達에 對한 여러가지 制約條件들과 作動流體量, 熱負荷와 回轉速度 사이의 複雜한 關係들이다. 이 모든 것들은 지금까지 알려진 것보다 훨씬 더

많은 回轉式 히이트파이프內의 流體力學과 熱力學的 過程에 대한 知識을 必要로 하고 있다.³⁾

그러므로 本 實驗에서는 이들 特性을 理解하기 위하여 回轉式 히이트파이프의 性能에 影響을 미치는 重要한 因子들에 대한 實驗을 하여 回轉式 히이트파이프의 熱輸送力의 變化를 살펴 보았다.

2. 關係理論

2.1 回轉式 히이트파이프를 통한 熱傳達

回轉式 히이트파이프를 解析的으로 圖示하면 Fig.1 과 같다.

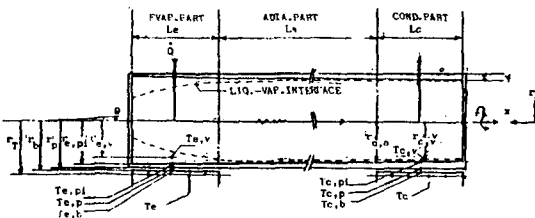


Fig.1 Analytic form of the rotating heat pipe.

이 回轉軸을 통한 熱傳達을 蒸發部 管內面에서 凝縮部 管內面사이까지만의 項으로 表示하면 다음式과 같다.⁴⁾

$$\begin{aligned} \dot{Q} = & A_{c,a,pi} (T_{e,pi} - T_{c,pi}) \left\{ \frac{A_{c,a,pi} \cdot \ell_n (r_{e,pi} / r_{e,v})}{2\pi L_e K_l} \right. \\ & + \frac{A_{c,a,pi} T_v (P_{e,v} - P_{c,v})}{\rho_v H_{lv} \dot{Q}} \\ & \left. + \frac{A_{c,a,pi} \cdot \ell_n (r_{c,pi} / r_{c,v})}{2\pi L_e \cdot K_l} \right\}^{-1} \dots\dots\dots (1) \end{aligned}$$

(1)式에서 히이트파이프 蒸發部 (vapour core)의 飽和蒸氣壓은 다음과 같이 表示된다.⁴⁾

$$P_{e,v} - P_{c,v} = -\int_0^L \left\{ \frac{\mu_v f_v R_{e,v} \dot{Q}}{2A_v \rho_v r_v^2 H_{lv}} + \frac{\rho_v}{A_v \dot{Q}^2} \right.$$

$$\left. \left(\int_{A_v} W_v^2 dA \right) \cdot \frac{d\dot{Q}^2}{dx} \right\} dx$$

또한 回轉軸의 最大液輸送力은 다음式과 같이 나타낼 수 있다.¹⁾

$$\dot{Q} = \frac{\pi \delta^3 L_c H_{lv} \rho_v}{2 \nu_l} \left\{ \Omega^2 L_c \sin^3 \Psi - g \sin \theta \cdot \sin \Psi \right\} \dots\dots\dots (2)$$

이 式들로부터 蒸發部 蒸氣溫度를 다음과 같은 順序로 計算할 수 있다.

먼저 (2)式으로부터 凝縮部 液體膜 두께를 구할 수 있다. 즉 수평일 때 ($\theta=0$)

$$\delta = \left\{ \frac{2 \nu_l \cdot \dot{Q}}{\pi \rho_l H_{lv} \Omega^2 \sin^3 \Psi \cdot r_{c,a}} \right\}^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (3)$$

(3)式으로부터 凝縮部內에서 蒸氣와 液體의 中間面까지의 半徑은 다음과 같다.

$$r_{c,v} = r_{c,pi} - \delta$$

한편, 凝縮部 蒸氣溫度는

$$T_{c,v} = T_{c,pi} + \frac{\dot{Q} \cdot \ell_n (r_{c,pi} / r_{c,v})}{2\pi L_c K_l}$$

이다.

또한, 蒸發部 蒸氣溫度를 구하기 위하여 蒸發部의 飽和蒸氣壓을 다음과 같이 求하였다.⁴⁾

$$P_{e,v} = P_{c,v} + F \cdot \dot{Q} \cdot L + D \cdot \dot{Q}^2$$

$$F = \frac{\mu_v f_v R_{e,v}}{2A_v \cdot r_v^2 \rho_v H_{lv}}$$

$$D = \frac{\beta}{A_v^2 \rho_v \cdot H_{lv}^2}$$

$$\beta = \frac{\rho_v^2 A_v}{\dot{m}_v^2} \int_{A_v} W_v^2 dA$$

$$R_{e,v} = \frac{2 r_{c,a} \cdot \dot{Q}}{A_v \mu_v H_{e,v}}$$

$$M'_v = \frac{\dot{Q}}{A_v \rho_v H_{lv} \sqrt{r_v R_v T_v}}$$

위의 $P_{e,v}$ 의 計算은 參考文獻(4)에 따랐다.

그러므로 蒸發部 飽和蒸氣溫度는 다음式과 같이 求할 수 있었다.

$$T_{e,v} = T_{c,v} + \frac{T_v (P_{e,v} - P_{c,v})}{\rho_v H_{lv}} \dots\dots\dots (4)$$

(4)式으로부터 求한 蒸發部 蒸氣溫度와 蒸發部 管內面 溫度 $T_{e,pi}$ 는 蒸發部 液體의 假想平均 熱傳導膜 두께를 求하는데 使用하였다. 그 結果 (1)式에서 어느 項이 가장 큰 熱抵抗을 갖는지 알수 있었다.

2.2 潤滑油에 의한 摩擦熱의 計算 7)

摩擦熱을 計算하기 위하여 溫度別 粘度變化를 改良形 Ostwald 粘度計를 使用하여서 測定한 後 ASTM 粘度 - 溫度表에서 求한 粘度 - 溫度曲線 및 常溫에서의 製品粘度와 比較하였다. 實驗에서 求한 粘度 - 溫度式과, 벨트張力 및 回轉軸의 重量, 무게重心 및 틈새를 測定하여 理論的 摩擦熱을 計算하였고 이 結果를 冷却水 溫度差에서 나타나는 傳熱量에서 히터를 통한 外部電力量을 뺀 값과 比較하여 보았다.

以外에 實驗裝置의 主要諸元은 다음과 같다.

測定裝置	L_e, L_a	L_a	r_b	r_p
值數(mm)	100.0	300.0	30.058	30.0
測定裝置	$L_{c,a}$	$\bar{r}_{e,pi}$	$\bar{r}_{c,pi}$	V
值數(mm)	21.0	24.6	20.6	980 mℓ

Table.1 Dimension of experimental shaft

3. 實驗變數

實驗에서는 T_e, Ω, M, θ , 作動流體種類, 眞空度를 各各 하나의 變數만을 變化시키면서 熱傳達量을 測定하였다.

以外에도 $T_e, T_c, T_{in}, T_{out}, T_R, \Omega, M$, 眞空度, $\dot{m}_o, \dot{m}_w, \theta, time$ 을 每實驗時 測定하였다.

4. 實驗裝置 및 方法

實驗에 使用된 計器 및 裝置의 配置狀況은 Fig.2 과 Fig.3에 나타낸 바와 같다.

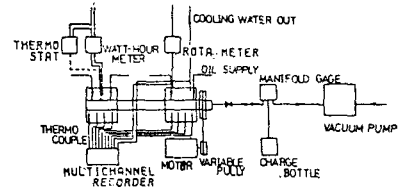


Fig.2 Layout of experimental equipment.

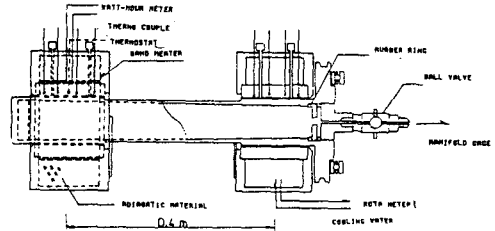


Fig.3 Schematic diagram of the test section.

5. 實驗結果 및 考察

5.1 潤滑油에 의한 摩擦熱

實驗에 使用된 潤滑油의 製品粘度는 S. U. 300 sec 이나, 溫度上昇에 따른 粘度變化를 모르므로 改良形 Ostwald 粘度計를 使用하여 溫度에 따라 測定한 結果 製品粘度 및 ASTM 標準粘度 - 溫度曲線과 잘 맞음을 Fig.4에서 알수 있었다. 이 粘度값을 使用하여 回轉軸에서 摩擦熱을 計算한 結果와 實驗裝置에서 冷却水 溫度差

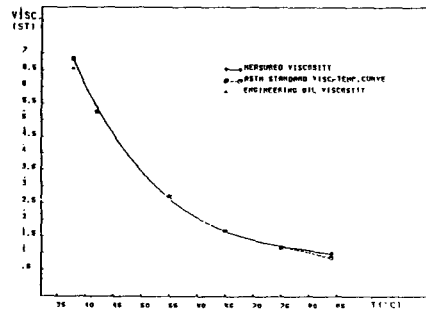


Fig.4 Viscosity - temperature

와 히터電力消費量을 利用하여 求한 摩擦熱을 比較한 結果 比較的 잘 맞았다. Fig.5는 以上の 結果를 概略的으로 나타내고 있다.

本 實驗에서는 凝縮部 冷却水 溫度差를 基準으로 하였다.

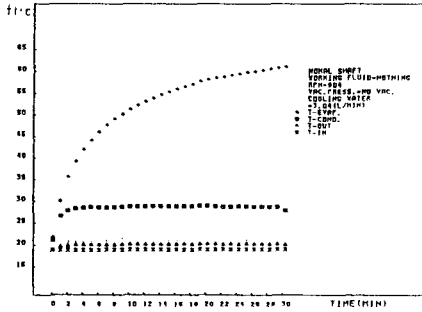


Fig.5 Temperature rise of the rotating shaft.

5.2 回轉軸의 溫度上昇率

히트파이프가 設置되지 않은 回轉軸과 作動流體로 물을 使用한 境遇, 그리고 作動流體로 메탄올을 使用하여 蒸發部의 溫度를 1分間隔으로 測定한 結果 Fig.6에서와 같이 히트파이프의 熱傳達效果가 매우 優秀하였다.

5.3 管内液體의 流動狀況

斷熱部를 아크릴管으로 한 後 回轉하는 狀態에서 液體의 流動狀況을 살펴본 結果 700 R.P.M.에서 40 ml (M=4%, $\Psi=0.5^\circ$)의 물을 充眞한

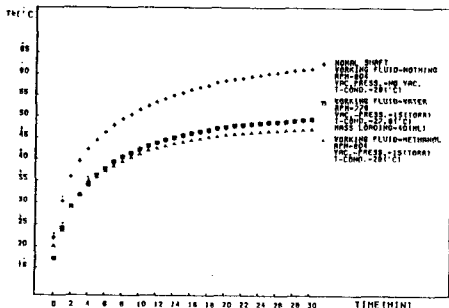


Fig.6 Temperature rise of rotating heat pipe

境遇 이 量이 蒸發部를 덮을 수 있는 適正量임을 Fig.7에서와 같이 알 수 있었다.

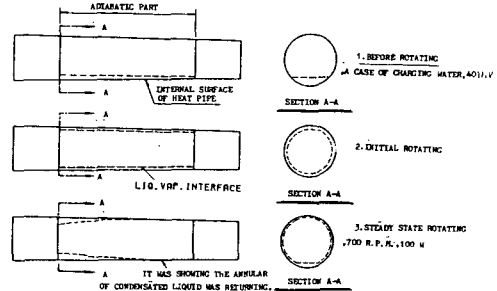


Fig.7 View of the internal liquid flow

5.4 斷熱部를 통한 熱傳達 效果

斷熱部를 熱傳導성이 좋은 鋼管을 使用하는 境遇 蒸發部 및 凝縮部의 境界가 不分明해지며 斷熱部 外面을 통한 對流 熱傳達도 無視할 수 없으므로 斷熱部를 아크릴管을 使用한 境遇와 鋼管을 使用한 境遇를 比較한 結果 熱傳達率에 큰 差異가 나지 않음이 Fig.8에서 나타나고 있다.

아크릴管은 視覺的 效果도 갖고 있으나 耐久性이 작고 非現實的이므로 鋼管을 使用하여 以外の 實驗을 하였다.

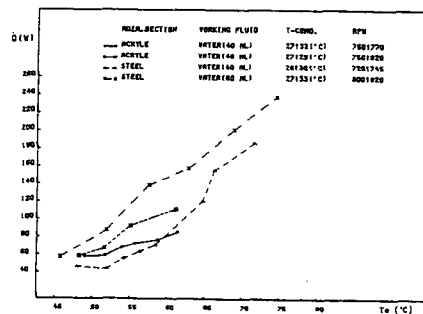


Fig.8 Curve for adiabatic condition.

5.5 眞空度

本 實驗에서는 1 torr 以下の 低眞空度에서 實驗을 하였는데 이것은 完全한 眞空狀態가 아니므로 眞空度가 熱傳達率에 미치는 影響을 推

定할 必要가 있었다. 實驗結果 물은 初期眞空度의 影響을 메탄올보다 크게 받음을 알수 있었다. 이것은 實驗溫度範圍內에서 물의 飽和蒸氣壓이 메탄올보다 낮기 때문에 殘留非凝縮性가스의 影響이 相對的으로 크게 나타난 때문이며, 以後 記述되는 實驗에서도 眞空도가 다른 實驗에 어느 程度 影響을 미칠 수 있음을 Fig.9, Fig.10 에서 보여주고 있다.

以後 實驗에서는 眞空度(作動流體 充填前)는 3 torr 를 基準으로 하였다.

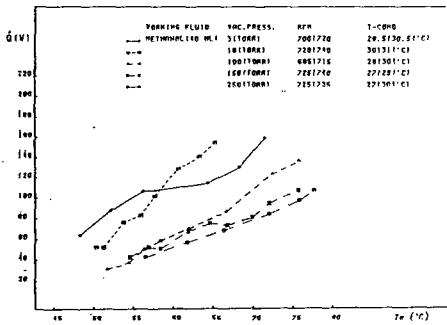


Fig.9 Curve for vacuum pressure-methanol

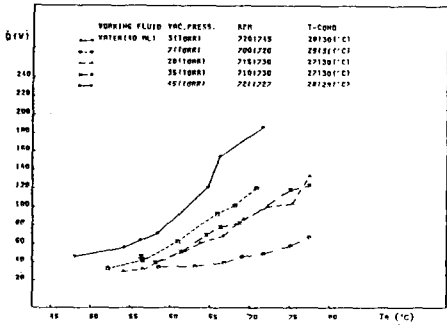


Fig.10 Curve for vacuum pressure-water

5.6 作動流體量

作動流體量에 따라서 最適作動流體充填條件이 있음을 알 수 있었다. 作動流體가 작을때는 管内 液體熱傳導層의 두께가 얇으므로 熱傳達量이 增加하고 作動流體量이 어느程度 以上일 境遇 管内 液體가 低面에 모여서 過流를 發生시킴으로써

對流熱傳達에 依하여 熱傳達이 더욱 減됨을 Fig.11, Fig.12 를 通하여 알 수 있었다.

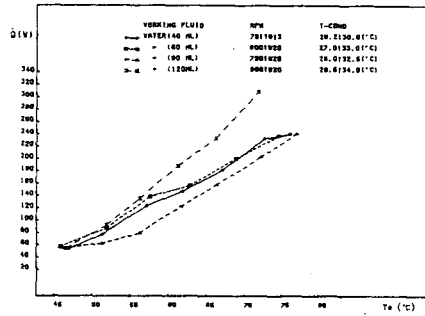


Fig.11 Curve for mass loading-water

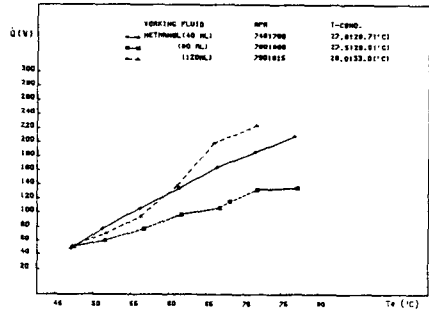


Fig.12 Curve for mass loading-methanol

5.7 回轉速度

주어진 히이트파이프의 內面形態에 따라서 回轉速度 또한 最適條件을 갖음을 알 수 있었다. 이 結果는 作動流體充填量과 비슷한 結果이나, 作動流體量의 影響은 密度 및 粘度가 큰 물이 더 많은 影響을 받지만 回轉速度의 影響은 메탄

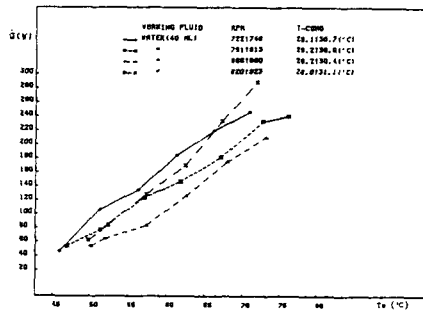


Fig.13 Curve for R.P.M.- water.

울이 더 많이 받음을 알 수 있었다. Fig.13, Fig.14 는 이러한 狀況을 잘 보여주고 있다.

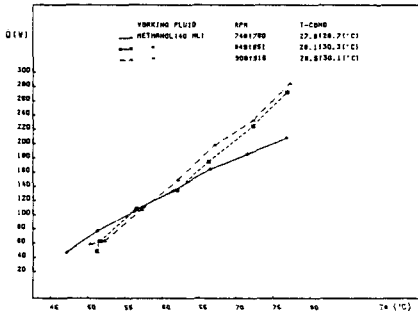


Fig.14 Curve for R.P.M.-methanol

5.8 蒸發部 傾斜角

蒸發部를 水平狀態에서 重力方向에 對하여 들어 올리면서 實驗을 하였는데 이때 管内蒸發部쪽 液體의 두께가 얇아짐에 依하여 渦流現象이 감소함과 同時에 軸方向液體移送量도 감소하므로 對流熱傳達量은 감소하고 傳導熱傳達量은 增加하여서 Fig.15~Fig.18에 나타낸 바와 같이 最適條件을 잘 보여주었다.

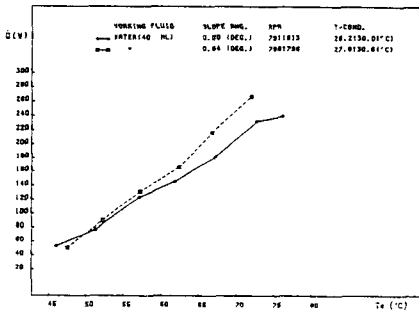


Fig.15 Curve for slope angle-water (40 ml)

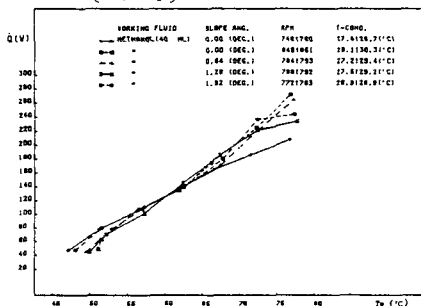


Fig.16 Curve for slope angle-methanol (40 ml)

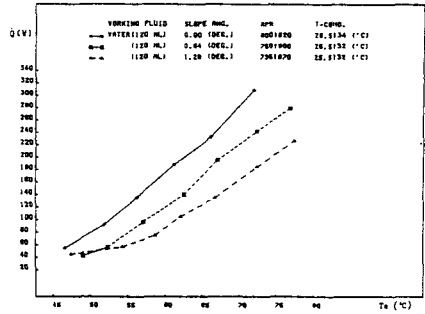


Fig.17 Curve for slope angle-water (120 ml)

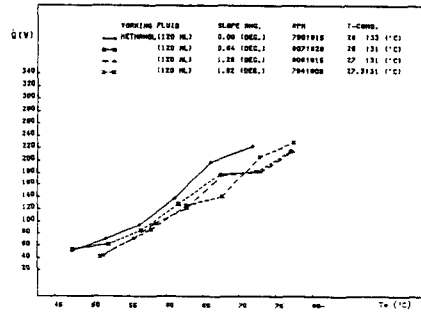


Fig.18 Curve for slope angle-methanol (120 ml)

5.9 作動流體別 熱傳達特性

實驗에 使用된 두가지 作動流體를 無次元化하여서 하나의 그래프안에 나타내 보았다.

橫軸에는 溫度를 그 作動流體의 1氣壓下 飽和蒸氣溫度로 나눔으로써 그 作動流體의 相對的인 效率을 알 수 있었다. 즉 各各 다른 最適作動溫度 範圍를 갖는 流體를 比較할 수 있었다.

그 結果 물이 메탄올보다 더 潛在的 熱傳達能力이 큰 流體임을 알 수 있었다. 즉, 本 實驗溫度 範圍인 메탄올의 最適作動溫度範圍가 아닌 물의 最適作動溫度範圍에서는 물이 훨씬 더 큰 熱傳達能力을 보여줄 것임을 豫測할 수 있었다.

Fig.19, Fig.20에 나타낸 바와 같이 縱軸에는 回轉式 히이트파이프를 통한 熱傳達量을 같은 크기의 斷面積을 갖는 鋼棒의 熱傳導量과 比較한 結果 57배까지의 比를 얻을 수 있었다. 그러나

이와같은 比較는 絕對的인 것이 아니며 可變的 比較方法으로서 有用한 것이었다. 特히 鋼棒의 熱傳導量은 그 길이에 反比例하므로 注意하여서 比較하여야 한다.

5.10 蒸氣部 溫度差 計算

Clausius-Clapeyron eq. 즉(4)式에 依하여 蒸發部와 凝縮部의 蒸氣部(vapour core)의 溫度 差異를 實驗範圍內에서 計算한 結果 매우 작았 으며, $T_{e,v} \approx T_{c,v}$ 로 하여 蒸發部 液體膜 두께 를 計算한 結果는 300 Watt의 熱傳達에서 1.2 mm이었다. 즉 蒸發部 液體膜의 傳導熱 抵抗이 여전히 支配的임을 알 수 있었다.

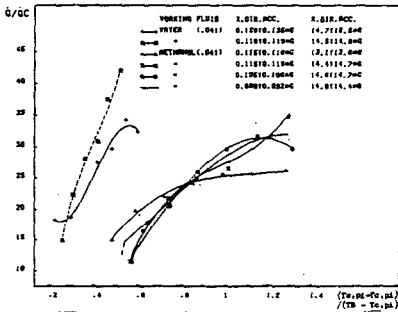


Fig.19 Performance curve for taper angle (40ml)

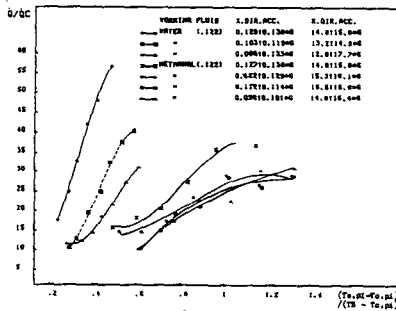


Fig. 20 Performance curve for taper angle (120ml)

6. 結 論

內面에 0.5°의 傾斜(taper)를 둔 中空回轉 軸을 製作하여, 볼 밸브(ball valve) 및 고무패 킹을 利用하여 實驗을 한 結果 다음과 같은 結論 을 얻었다.

(1) 지금까지 層流膜 凝縮을 假定하여 數值的 解析을 行한 研究는 回轉式 히이트파이프의 效 率的인 作動을 위한 實際狀況과 一致하지 않 으며, 軸內面 傾斜가 클 境遇 蒸發部內 低面에 물 러서 고이는 凝縮液體가 熱傳達에 重要한 影響 을 미친다.

(2) 實驗結果에서 밝힌 바와 같이 주어진 히이 트파이프의 內面形態에 對하여 最大熱傳達을 위 한 最適作動流體 充填條件이 있었다.

(3) Clausius-Clapeyron eq. 에 의한 蒸發部와 凝縮部의 蒸氣部(vapour core)間的 溫度 差異 는 本 實驗範圍에서는 매우 작았으며 蒸發部內의 液體膜에 의한 傳導熱抵抗이 가장 큼을 알 수 있었다. 그러므로 回轉式 히이트파이프는 回轉 式, 內面傾斜角, 作動流體量을 適切히 選擇함으 로써 Clausius-Clapeyron eq. 項에 必要한 最少 溫度差만으로 熱傳達을 效果的으로 할 수 있는 潛在的 能力을 갖고 있음을 알 수 있었다.

參 考 文 獻

1. Chan, S.H., Kanai, Z. and Yang, W. T. "Theory of a Rotating Heat Pipe" J. Nuclear Energy. vol.25, pp.479-487 1971.
2. Marto, P. J. "Laminar Film Condensation on the Inside of Slender, Rotating Truncated Cones" Trans. of the ASME vol.95, pp.270-272. 1973.
3. Tien, C.L. "Fluid Mech. of Heat Pipes" Ann. Rev. of Fluid Mech *8071* 1975.
4. Chi, S.W. "Heat Pipe Theory and Practice" Hemisphere Press. 1976.
5. Dunn, P. and Reay, D. A. "Heat Pipes Pergamon Press. 1978.
6. 大島耕一, "ヒートパイプ応用設計ハンドブック" 日本技術經濟センター. 1976.
7. 鄭善謨 "潤滑工學" 東明社. 1982.