

# 環狀 熱파이프의 熱傳達特性 研究

宋 泰 鎬·李 正 五\*

Performance of an Annular Heat Pipe

Tae-Ho Song, Chung-Oh Lee\*

## Abstract

Heat transfer characteristics of an annular heat pipe is investigated theoretically and experimentally.

An annular heat pipe transports maximum heat which is found to be a cubic polynomial function of the thickness of annulus when the annulus becomes large, maximum heat transfer rate is limited by boiling criterion. The limit decreases inversely proportional to the thickness of annulus. Theoretical formula for thermal resistance of annular heat pipe is proposed.

Experimental results on the maximum heat transfer rate satisfactorily agree with theory. Measured thermal resistance is found to be lower than the predicted results as the thickness of annulus becomes large.

## 記 號 說 明

$A_1, A_2$  : 蒸發部 및 凝縮部の 表面積

$D$  : 熱파이프의 內徑

$g$  : 重力加速度

$h_{eff}$  : 有效熱傳達係數

$h_{fg}$  : 蒸發潛熱

$j_e$  : Wick 및 環狀空間(annulus)에서의 液體流動率

$k_w$  : Wick의 滲透度(permeability)

$L_h$  : 熱파이프의 길이

$l_1, l_2, l_a$  : 蒸發部, 凝縮部 및 斷熱部の 길이

$P$  : 壓力

$P_{sat}$  : 作動液體의 蒸氣壓

$\Delta P_g, \Delta P_s, \Delta P_{total}$  : 식(3), (4), (5)로 정의된 壓力差

$Q_{incip}$  : 核沸騰에서의 熱傳達率

$Q_{max}$  : 熱파이프의 最大 熱傳達率

$R$  : 熱파이프의 熱抵抗

$R_v$  : 蒸氣의 氣體常數

$r$  : Wick의 孔(pore)에서의 有效曲率半徑

$r_{nucl}$  : 核沸騰時的 최대 cavity半徑

$T$  : 溫度

$T_{sat}$  : 作動液體의 포화溫度

$V$  : 液體의 速度

$x, y$  : 座標軸

$\delta$  : 두께

$\epsilon$  : Wick의 空隙率(porosity)

$\zeta$  : 環狀 열파이프의 幾何學的 常數, 식(20)

$\theta$  : 熱파이프의 기울어진 角度

$K$  : 熱傳導度

$\mu_l$  : 作動液體의 점성계수

$\rho_l$  : 作動液體의 密度

$\sigma$  : 表面張力

\* 正會員, 韓國科學院 機械工學科

下添字

$a$  : 環狀空間(annular space)

$b$  : 氣泡의 成長時의 狀態를 표시

$i$  : 氣泡의 初期狀態

$l$  : 作動流體의 液體狀態

$p$  : 熱파이프의 container를 표시

$W$  : Wick

### I. 序 論

環狀 熱파이프는 Fig 1에 보인 바와 같이 軸 方向으로 蒸發部, 斷熱部 및 凝縮部로 構成되어 있다. 반경방향으로는 蒸氣流通路(vapor core), 多孔性 wick, 環狀空間(annular space) 및 container로 이루어져 있다. 蒸發部에서 蒸發된 蒸氣는 蒸氣流通路를 거쳐 凝縮部에서 凝縮이 일어난다. 凝縮된 液體는 wick의 毛細管 吸引(capillary suction)에 依해서 wick 및 環狀 空間을 通하여 蒸發部로 되돌아간다. 이러한 作動流體의 순환이 그 蒸發潛熱을 蒸發部에서 凝

縮部로 移動시키게 된다. 이러한 原理로 作動하는 環狀 熱파이프는 몇가지의 熱傳達 限界(heat transfer limit)를 갖는다. 비교적 低溫에서 쓰이는 熱파이프에서는 作動流體가 蒸發部끝까지 吸入되지 못함으로써 發生하는 capillary limit, wick內에서의 核沸騰으로 生成된 氣泡 液體의 流動을 방해함으로써 일어난 核沸騰 限界(boiling limit)가 支配的인 것으로 알려져 있다.<sup>(1),(2)</sup> 環狀 熱파이프는 container의 內壁과 wick 사이에 環狀空間을 導入함으로써 液體 流動의 壓力損失을 줄일 수 있는 利點이 있다. 本 論文에서는 環狀 熱파이프의 capillary limit,

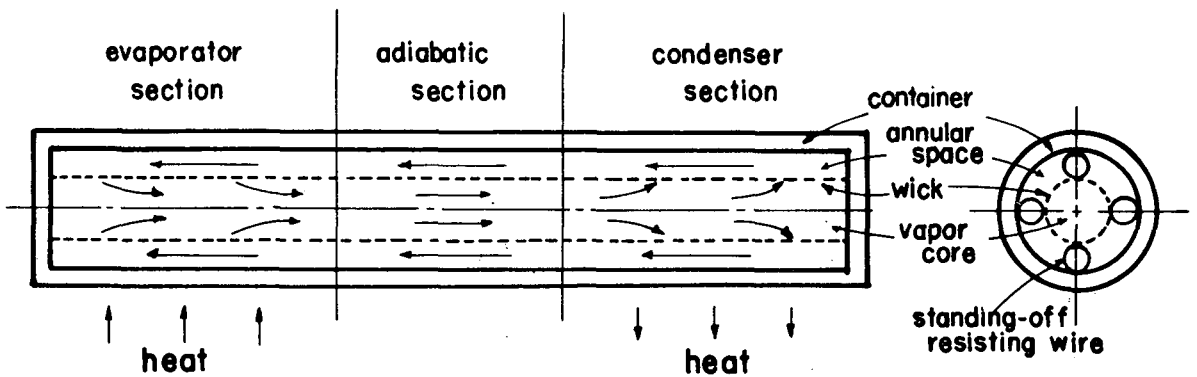


Fig 1. Cross-sectional view of an annular heat pipe

核沸騰 限界 및 熱抵抗을 理論 및 實驗的으로 糾明하였다. 環狀 熱파이프의 capillary limit는 Hwangbo<sup>(1)</sup>에 의해 처음으로 解析이 試圖되었으나 解가 複雜하여 實用性이 없고, 그 後에 權<sup>(2)</sup>이 報告한 解析의인 取扱은 비교적 간단하고 有用하여 本 論文에서도 그의 解析의 方法을 쓰고, 最大 壓力差를 보다 엄밀한 方法으로 求하여 實驗結果와 比較하였다. 核沸騰限界는 Chi<sup>(3)</sup>에 의해서 提示된 解가 있으나 一般性이 缺如되어 있어, 本 論文에서는 Chi의 理論을 修正한 解를 提示하고 그 效果를 實驗으로 確

認하였다.

### II. 環狀 熱파이프의 最大熱傳達量 및 熱抵抗 解析

#### 2-1 capillary limit

capillary limit는 wick의 毛細管 吸引力이 不充分하여 液體가 蒸發部 끝까지 吸入되지 못할 때 發生한다. 이를 記述하기 爲해서, 最大 毛細管 吸引力과 作動流體의 최대 質量傳達率의 關係를 糾明한다.

wick에서 液體-蒸氣의 境界면의 曲率半徑을

$r$  이라고 할 때, 경계면 사이의 壓力差  $\Delta P_{int}$  는

$$\Delta P_{int} = \frac{2\delta}{r} \dots\dots\dots(1)$$

여기에서  $\delta$  는 表面張力이다. 一般적으로 凝縮部 끝으로부터 蒸發部 끝까지 경계면의 曲率이 변화하고, 가능한 最大 毛細管 吸引水頭(suction head)는 이러한 경계면의 曲率半徑의 最大變化에 의해서 주어진다. 그러므로 有效曲率半徑(effective pore radius)  $r_e$  를 定義하여,

$$\Delta P_{cap} = \frac{2\delta}{r_e} \dots\dots\dots(2)$$

式(2)는 純粹한 毛細管 吸引에 의해서 발생 할 수 있는 最大 suction head이다.

이제 重力에 의한 영향을 고려하면, Fig 2 에 보는 바와 같이 熱파이프가 水平으로부터  $\theta$ 만큼

기울어져 있을 때, 蒸發部와 凝縮部 兩端間의 靜壓差는,

$$\Delta P_g = \rho_l g L_h \sin \theta \dots\dots\dots(3)$$

여기서  $\rho_l$  은 液體의 密度이다.

그런데 重力場에서는, wick 및 環(annulus)에서의 流動이 單純히 軸方向이라고 할 때, 軸에 垂直한 한 斷面에서 그 윗쪽 流路와 아래쪽 流路 사이에는 靜壓의 平衡이 要求되며 이러한 靜壓의 差異는 아래와 같이 주어진다. 즉, 熱파이프의 內徑이  $D$ 라고 할 때,

$$\Delta P_s = -\rho_l g D \cos \theta \dots\dots\dots(4)$$

따라서 總 suction head  $\Delta P_{total}$  은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta P_{total} = \frac{2\delta}{r_e} + \rho_l L_h g \sin \theta - \rho_l D g \cos \theta \dots\dots(5)$$

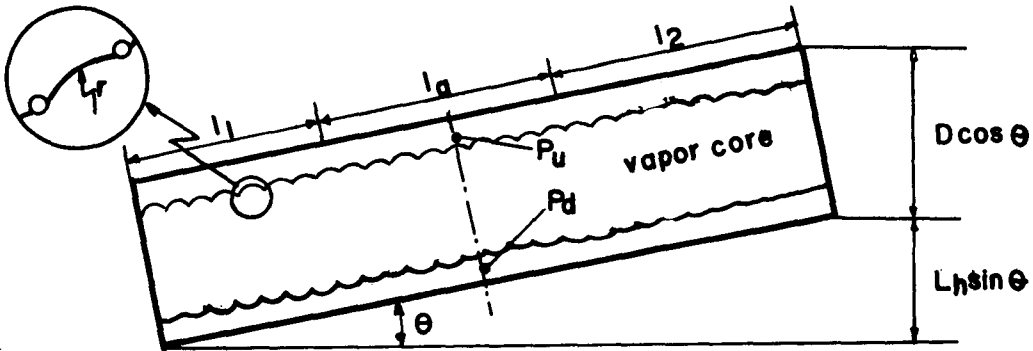


Fig 2. Shape of liquid-vapor interface,  $\Delta P_s \equiv P_u - P_d$

위의 式에서 蒸氣에 대한 重力效果가 無視되었고 또, 一般적으로 蒸氣의 壓力損失은 液體의 壓力損失에 비해서 무시할 만큼 작으므로 液體의 壓力損失만을 고려한다.<sup>(2)</sup>

Fig.3은 wick 및 環(annulus)에서의 液體 流動을 스케치한 것이다. 環 및 wick의 두께가 파이프의 半徑에 비해서 대단히 작고, 結果적으로 레이놀즈數( $Re = \rho_e V \delta_a / \mu_e$ )가 작으므로 一次元 流動으로 取扱한다. 따라서 運動方程式은 다음과 같이 주어진다. <sup>(1), (2), (5)</sup>

wick 領域에서,

$$-\frac{\partial P_w}{\partial x} + \frac{\mu_l}{\epsilon} \frac{\partial^2 V_w}{\partial y^2} - \frac{\mu_l V_w}{K_w} = 0 \dots\dots\dots(6)$$

環狀空間에서,

$$-\frac{\partial P_a}{\partial x} + \mu_l \frac{\partial^2 V_a}{\partial y^2} = 0 \dots\dots\dots(7)$$

경계조건은,<sup>(5)</sup>

$$y = 0 \text{ 에서 } V_a = 0 \dots\dots\dots(8)$$

$y = \delta_a$ 에서  $V_w = V_a$  .....(9)

$y = \delta_a + \delta_w$ 에서  $V_w = 0$  .....(10)

$y = \delta_a$ 에서  $\frac{1}{\epsilon} \frac{\partial V_w}{\partial y} = \frac{\partial V_a}{\partial y}$  .....(11)

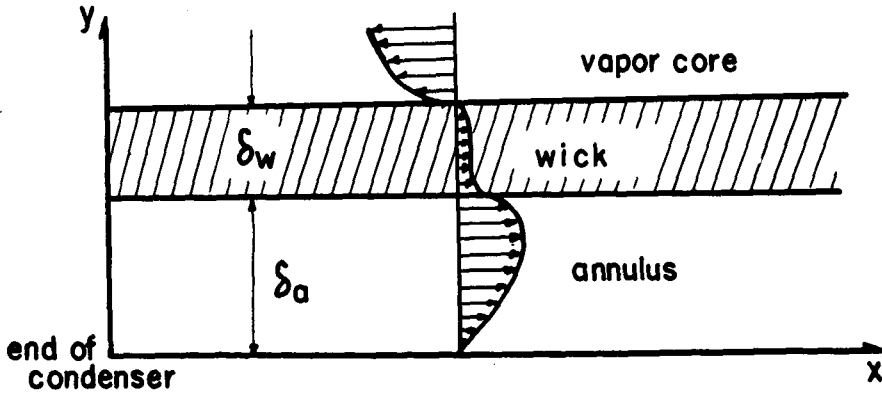


Fig 3. Liquid flow pattern and coordinates

여기서  $V$ 는 속도,  $\mu_l$ 은 液體의 動粘性係數,  $\epsilon$ 은 wick의 空隙率(parosity),  $K_w$ 는 wick의 浸透度(permeability)를 나타내고, 添字  $w$ 와  $a$ 는 各各 wick와 環을 意味한다. 一般的으로 式 (6)의 셋째 項의 크기는 둘째 項에 比해서 훨씬 크다. 즉, (2)

$$\frac{\mu_l V_w}{K_w} / \frac{\mu_l}{\epsilon} \frac{\partial^2 V_w}{\partial y^2} \approx \frac{\epsilon}{K_w} \delta_w^2 \gg 1 \dots\dots\dots(12)$$

그러므로, 式(6)의 둘째 項을 無視하기로 한다. 따라서,  $y$  方向으로 壓力의 變化가 없다고 하면 境界조건 (8)과 (9)만을 適用하여 다음과 같은 解를 얻는다. 즉,  $P_a = P_w = P_l$  을 고려하여,

$$V_w = -\frac{K_w}{\mu_l} \frac{dP_l}{dx} \dots\dots\dots(13)$$

$$V_r = -\frac{1}{\mu_l} \frac{dP_l}{dx} \left\{ \left( \frac{\delta_a}{2} + \frac{K_w}{\delta_a} \right) y - \frac{y^2}{2} \right\} \dots\dots\dots(14)$$

따라서 質量流動率  $j_l(x)$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$j_l(x) = 2 r_w \rho_l \left[ \int_0^{\delta_a} V_a dy + \int_{\delta_a}^{\delta_a + \delta_w} V_w dy \right]$$

또는,

$$j_l(x) = \frac{\rho A_w K_w}{\mu_l} \frac{dP}{dx} \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left( \frac{\delta_a}{\delta_w} \right) + \frac{1}{12} \left( \frac{\delta_a}{\delta_w} \right)^3 \right\} \dots\dots\dots(15)$$

여기서  $A_w$ 는 wick의 斷面積이고,  $r_w$ 는 wick의 半徑이다.

斷熱部에서의 質量流動率을 一定한 값  $j_l$ 이라고 하고, 各部分에서 蒸發率과 凝縮率이 一定하다고 假定하면,

$$j_l(x) = \begin{cases} j_l \frac{x}{l_2} & : \text{凝縮部} \\ j_l & : \text{斷熱部} \dots\dots\dots(16) \\ j_l \frac{L_h - x}{l_1} & : \text{蒸發部} \end{cases}$$

式 (15)를  $x = 0$  부터  $x = L_h$  까지 積分하면 다음 結果를 얻는다.

$$j_l \left( l_a + \frac{l_1 + l_2}{2} \right) = -\frac{\rho_l A_w K_w}{\mu_l} \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left( \frac{\delta_a}{\delta_w} \right) + \frac{1}{12} \left( \frac{\delta_a}{\delta_w} \right)^3 \right\} \int_0^{L_h} \frac{dP_l}{dx} dx \dots\dots\dots(17)$$

한편 式 (15)를 다시 쓰면, 最大 質量 流動率에 해당하는 壓力差는 다음과 같다.

$$-\int_0^{L_h} \frac{dp_l}{dx} dx = \frac{2\delta}{r_l} + \rho_l g L_h \sin\theta - \rho_l g D \cos\theta \dots\dots\dots(18)$$

그러므로, 最大 熱傳達率을  $Q_{max}$  이라고 하면 式 (17)과 (18)을 組合하여 다음과 같은 結果를 얻는다.

$$Q_{max} = \frac{\rho_l A_w K_w h_{fg}}{\mu_l} \frac{1}{\left(l_a + \frac{l_1 l_2}{2}\right)} \left(\frac{2\delta}{r_i} + \rho_l g L_h \sin \theta - \rho_l g D \cos \theta\right) \zeta \quad \dots\dots\dots(19)$$

여기서,

$$\zeta = 1 + \frac{1}{2} \frac{\delta_a}{\delta_w} + \frac{1}{12} \frac{\delta_a^3}{\delta_w K_w} \quad \dots\dots\dots(20)$$

위의 結果는 毛細管力에 의한 熱傳達의 限界를 주는 식이며, 最大熱傳達率은 環狀空間의 두께( $\delta_a$ )의 3차식으로 주어진다.

2-2; 核沸騰 限界

核沸騰은 壁面の 작은 空洞(cavity)에 자리 잡고 있던 氣泡가 成長함으로써 발생하는 것으로 알려져 있다. 氣泡가 完全히 飽和된 상태를 維持하여 成長한다고 생각하면 氣泡의 成長時에 任意의 순간에서의 溫度와 壓力( $T_b$  및  $P_b$ ) 사이에는 clausius-clapeyron 關係式이 成立한다고 假定할 수 있다.

$$\frac{dT_b}{dP_b} = \frac{T_b V_{fg}}{h_{fg}} \quad \dots\dots\dots(21)$$

여기서,  $V_{fg}$ 는 蒸發時的 比體積變化이다. 蒸氣의 比體積이 液體의 比體積보다 훨씬 크다고 생각하고, 또한 蒸氣를 理想氣體로 假定하면, 蒸氣의 氣體常數를  $R_v$ 라고 할 때,

$$\frac{dT_b}{dP_b} = \frac{R_v}{P_b} \frac{T_b^2}{h_{fg}} \quad \dots\dots\dots(22)$$

또는,

$$\frac{dT_b}{T_b^2} = \frac{R_v}{h_{fg}} \frac{dP_b}{P_b} \quad \dots\dots\dots(23)$$

氣泡의 最終狀態는 蒸氣流通路에서의 狀態와 같다고 가정한다. 또한, 氣泡의 최초 曲率半徑  $r_i$ 는 一般的으로 wick에서의 曲率半徑보다 훨씬 작으므로 最初 壓力  $P_i$ 는 아래와 같이 表示될 수 있다.

$$P_i = P_{sat} + \frac{2\sigma}{r_i} \quad \dots\dots\dots(24)$$

따라서 식 (23)을 初期의 溫度 및 壓力,  $T_i, P_i$ 로부터 最終溫度 및 壓力  $T_{sat}, P_{sat}$ 까지 積分하고 식 (24)를 代入하면 다음과 같은 結果를 얻는다. (6)

$$T_i = \frac{T_{sat}}{1 - \frac{T_{sat} R_v}{h_{fg}} \ln \left(1 + \frac{2\sigma}{r_i P_{sat}}\right)} \quad \dots\dots\dots(25)$$

위에서  $h_{fg}$ 는 常數로 취급하였다. 한편,  $T_i$ 는 container 內壁의 溫度와 같고, 따라서 內壁으로부터 蒸氣流通路까지의 熱抵抗을  $R_i$ 라고 하면, 熱傳達率  $Q_{incip}$ 는,

$$Q_{incip} = \frac{T_i - T_{sat}}{R_i} \quad \dots\dots\dots(26)$$

따라서 식 (25)와 식 (26)을 結合하면,

$$Q_{incip} = \frac{T_{sat}}{R_i} \frac{\frac{T_{sat} R_v}{h_{fg}} \ln \left(1 + \frac{2\sigma}{r_i P_{sat}}\right)}{1 - \frac{T_{sat} R_v}{h_{fg}} \ln \left(1 + \frac{2\sigma}{r_i P_{sat}}\right)} \quad \dots\dots\dots(27)$$

이 結果는 참고문헌 (6)에서 풀(pool) 및 流動時的 沸騰에 대해서 求하여진 解와 같은 것이다. 식 (27)은  $r_i$ 의 값이 커질 수록  $Q_{incip}$ 의 값이 작아짐을 보이고 있고 따라서 일반적으로  $r_i$ 의 값을 最大 cavity 半徑인  $r_{nuct}$ 의 값으로 使用한다. 현재까지 提示된  $r_{nuct}$ 의 값들은  $2.5 \times 10^{-5} \sim 2.5 \times 10^{-8} m$ 까지의 넓은 범위에 걸쳐 있으나,  $2.5 \times 10^{-7} m$ 정도가 추천되고 있다. (7), (8)

한편, 참고문헌 (3)에서는 식 (21)의 右邊을 常數로 보고 비슷한 理論을 誘導하였으나,  $r_{nuct}$ 의 값이 대단히 작아서 實際와는 거리가 먼 結果를 주고 있다.

식 (27)의 誘導과정은 環狀 熱파이프에만 局限된 結果가 아니다. 식 (26)과 식 (27)을 結合하여  $Q_{incip}$ 를 消去하면 다음의 式을 얻는다.

$$(T_i - T_{sat})_{incip} = T_{sat} \frac{\frac{T_{sat} R_v}{h_{fg}} \ln \left(1 + \frac{2\sigma}{r_i P_{sat}}\right)}{1 - \frac{T_{sat} R_v}{h_{fg}} \ln \left(1 + \frac{2\sigma}{r_i P_{sat}}\right)} \quad \dots\dots\dots(28)$$

위의 식은 열파이프의 종류에 관계없이 내벽과 증기流通路사이의 온도차가 일정한 값에 이르면 핵沸騰이 일어날 수 있음을 보인다.

2-3 熱抵抗

열파이프의 열抵抗은 蒸發部 表面과 凝縮部 表面의 平均溫度差의 熱傳達率에 대한 比로 定義될 수 있다. 열파이프의 열抵抗을 構成하는 要素로는 container, 環 및 wick에서의 傳導熱抵抗과 蒸發부와 凝縮부에 있어서 液體와 蒸氣의 境界面에서의 非可逆反應에 의한 熱抵抗 및 蒸氣流動의 壓力降下로 인한 熱抵抗 등이 있으나, 傳導에 의한 熱抵抗이 支配의이므로, 其他의 熱抵抗은 무시하기로 한다. 따라서 蒸發部 또는 凝縮部の 熱抵抗은 container, 環狀空間 및 液體로 채워진 wick의 直列熱抵抗(series thermal resistance)으로 取扱될 수 있다. 또한 wick에서 병列 熱傳導模型(parallel conduction model)<sup>(4)</sup>을 取하면, 有效熱傳達係數(effective heat transfer coefficient)  $h_{eff}$ 는 다음과 같다. 즉,

$$h_{eff} = \frac{\delta_p}{K_p} + \frac{\delta_a}{K_l} + \frac{\delta_w}{\epsilon K_l + (1-\epsilon) K_w} \dots\dots(29)$$

따라서 環狀 熱파이프의 熱抵抗  $R$ 은

$$R = \frac{1}{h_{eff}} \left( \frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} \right) \dots\dots(30)$$

또는,

$$R = \left\{ \frac{\delta_p}{K_p} + \frac{\delta_a}{K_l} + \frac{\delta_w}{\epsilon K_l + (1-\epsilon) K_w} \right\} \frac{A_1 + A_2}{A_1 A_2} \dots\dots(31)$$

여기서  $\delta$ 와  $K$ 는 각각 두께 및 熱傳導係數를 나타내고, 添字  $p, a, l, w$ 는 各各 container 環, 液體 및 wick를 表示한다. 또한  $A_1$ 과  $A_2$ 는 各各 蒸發部와 凝縮部の 表面積이다.

III. 實 驗

3-1 實驗裝置와 方法

위에서 展開한 理論結果의 妥當性을 검토하기 위해서 다음과 같은 諸元을 갖는 環狀 熱파이프를 製作하여 實驗하였다.

container : stainless steel

外徑 14 mm, 內徑 11.5 mm

wick: 200 mesh stainless steel 한겹,

$\epsilon = 0.725, \delta_w = 0.122 \text{ mm},$

$K_w = 0.741 \times 10^{-10} \text{ m}^2$

작동유체 : 아세톤

蒸發部 길이 : 25 cm

凝縮部 길이 : 55 cm

斷熱部는 없음

Fig.4는 實驗裝置의 스킷치이다. 溫度測定을 위해서 熱파이프의 外壁에 0.25 mm 直徑의 chromel-Alumel 열전대를 蒸發部에 4 cm 간격으로 여섯개, 凝縮部에 15 cm 간격으로 네개를, 스폿용접으로 附着하였다. 環(annulus)의 두께를 쉽게 바꿀 수 있도록 熱파이프의 양끝에 O-ring으로 密封되는 플랜지를 붙였다. 적당한 粒子크기를 갖는 少量의 마그네슘粉末을 스크린에 에나멜라카로 붙여 파이프안에 넣은 뒤, 아세톤으로 에나멜라카를 다시 세척하였다. 이렇게 만들어진 環狀空間의 두께는 유리 및 스크린으로 만든 모델을 현미경으로 觀測하여 測定하였다. 內壁을 세척한 후, 內部の 공기를 뽑아내고 wick와 環을 채울만큼의 作動流體를 注入하였다. 처음에 비교적 작은 熱을 주고, 점차로 높여 最大 熱傳達率에 到達될 때까지 實驗하였다. 最大 熱傳達率은 蒸發部 끝의 溫度가 갑자기上昇함을 確認함으로써 測定하였고, data acquisition 裝置(Hewlett-Packard 3050 B)를 使用하여 data를 處理하였다.

加熱部 表面으로부터 空氣中으로의 損失熱을 求하기 위해 熱파이프안을 비워둔 狀態에서 一定한 負荷로 加熱하여 加熱部 表面溫度와 室內溫度 및 加熱負荷의 關係를 직접 實驗의으로 求하였다. 또한, 蒸發部の 表面溫度와 凝縮部の 表面溫度를 測定하고, 그 平均値의 差異를 熱傳達率로 나눔으로써 熱抵抗을 算出하였다. 熱傳達率이 작을 때에는 自然對流로써 클 때에는 냉각 천으로써 凝縮部를 冷却하였다. 實驗은 水平位置에서  $\delta_a$ 가 0, 0.143, 0.225, 0.330 및 0.456 mm

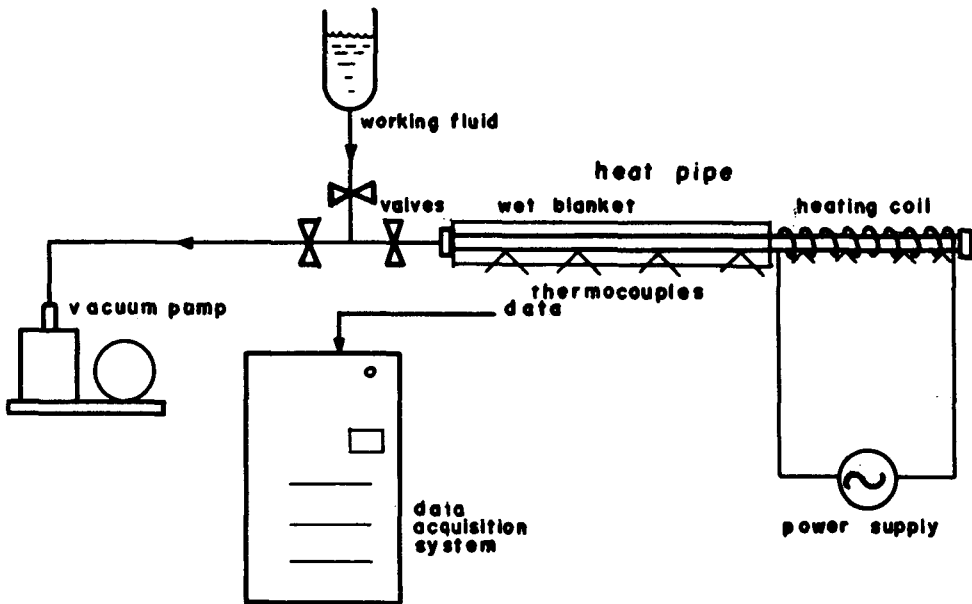


Fig.4. Schematic diagram of experimental system

인 경우에 對하여 行하였다.

最大 熱傳達率을 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 6은 이 때의 熱抵抗에 관한 理論 및 實驗의 比較이다.

3-2 實驗結果 및 考察

實驗으로 얻은 水平狀態의 環狀 熱파이프의

環狀 熱파이프의 capillary limit는 理論과

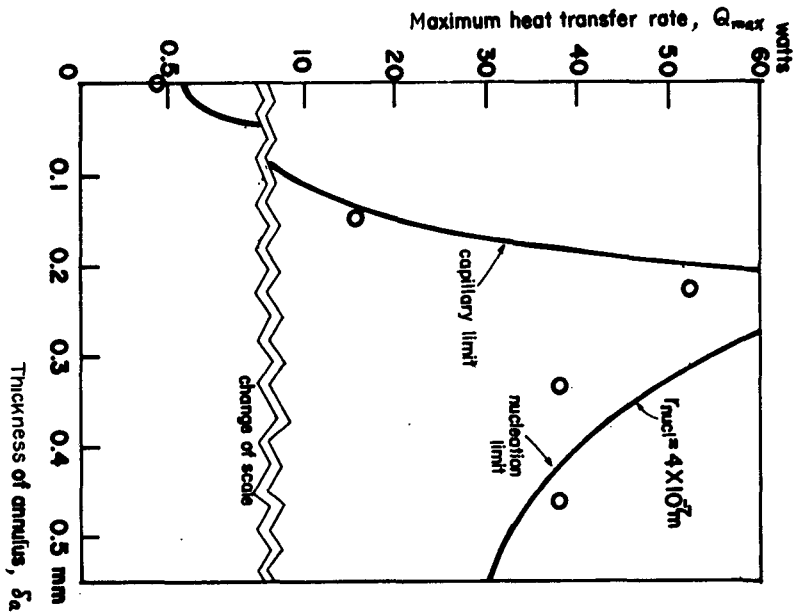


Fig.5. Theoretical curves and experimental data for maximum heat transfer rate of an annular heat pipe having dimensions given in Section 3-1.

Reference temperature at which fluid properties are taken is 50 °C.

— ; theory      0 ; data

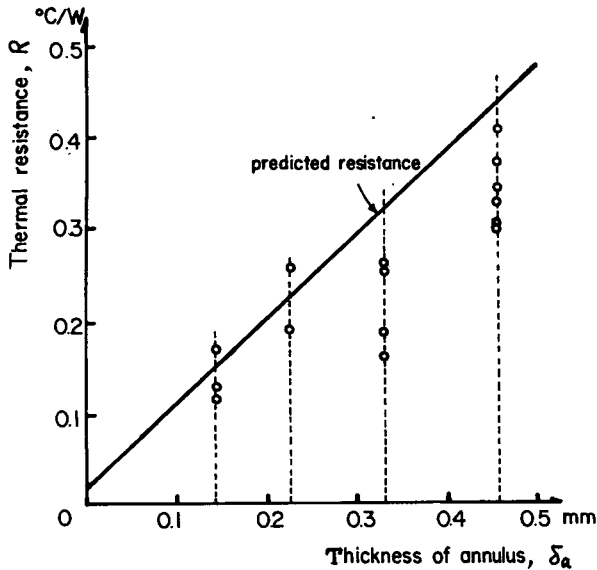


Fig. 6. Predicted thermal resistance and experimental results of an annular heat pipe having dimensions given in section 3-1.

— : theory    0 : data

近似하게 一致하나, 理論보다 약 10% 감소한 傾向을 보인다. 環(annulus)의 두께가 비교적 클 때에는 實驗에서 熱抵抗이 理論보다 감소하는 傾向을 보이며, 이는 環狀空間 內部的 液體의 對流 및 少量이나마 마그네슘 粉末의 熱傳導 등으로 因한 效果로 생각된다.

熱파이프가 水平으로부터 기울어져 있는 경우에는 매우 複雜한 現象을 나타내었다. 環의 두께가 零이고, 凝縮部가 아래에 있는 경우에는 最大 熱傳達率이 理論과 잘 一致하나, 反對로 되면 理論보다 훨씬 많은 熱傳達가 일어나는 것이 確認되었다. 이같은 現象은 J.E. Kemme에 의해서도 報告된 바 있다.<sup>(8)</sup> 環이 있는 경우에는, 凝縮部가 약간만 밑에 있어도 理論보다 훨씬 작은 負荷에서 熱傳達率의 限界에 到達했고, 그 반대의 경우에는 理論보다 훨씬 큰 負荷에서도 限界에 이르지 않으며 蒸發部 윗면이 아랫면보다 높은 溫度分布를 가짐을 確認하였다. 이같은 現象은 液體가 環에서 分離되어 쏟아져 내려온다는 것을 뜻하며 따라서 이러한 경우에 對해서는 앞서의 理論은 適用될 수 없고, 熱사이폰의 理論을 適用하는 것이 適當할 것으로 생각된다.

核沸騰 限界에 대해서는  $r_{nuci}$ 은  $4 \times 10^{-7}m$ 로 取하고 계산하면, 實驗과 理論이 近似하게 一致

하는 結果를 보인다.(Fig.5 참조)

#### IV. 結 論

위의 理論 및 實驗結果로부터 다음과 같은 結論을 내릴 수 있다.

1. 環狀 熱파이프는 環의 두께의 三次方程式의 형태로 最大 capillary 熱傳達率을 갖는다.
2. 環의 두께가 增加하면 核沸騰에 依한 熱傳達率의 限界가 支配의이며, 核沸騰에 依한 限界는 大略 環(annulus)의 두께에 逆比例한다.
3. 環의 두께가 비교적 작은 경우에는 열파이프의 熱抵抗은 近似的으로 環의 두께에 比例한다.
4. 水平으로부터 기울어진 熱파이프에 對해서 더 많은 研究가 必要하다.

#### 參 考 文 獻

1. H.Hwangbo, and W.E.Hilding, "Optimization of a Heat Pipe With a Wick and Annulus Liquid Flow", ASME Paper No 71-HT-V, May, 1972
2. 권영필, "環狀 熱파이프에 관한 研究", 한국과학기술원 기계공학과 석사학위논문, 1977.
3. S.W.Chi, "Heat Pipe Theory and Practice", Mc Graw-Hill, p. 89-95, 1976.
4. E.R.F. Winter, and W.O. Barsch, "Advances in



Heat Transfer", Academic Press, p.219-341,1971.

5. C.C. Shen, "Stokes Flow Past a Thin Screen, Part I, and Viscous Flows past Porous Bodies of Finite Size, Part II", Ph., D. Thesis, C.I.T.,1968.

6. W.M. Rohsenow, and J.P. Hartnett, "Handbook of Heat Transfer", McGraw-Hill, p. 13.4-13.10,1973.

7. I. Shai, "Mechanism of Nucleate Pool Boiling to Sodium", M.I.T. Heat Transfer Lab. Rept. No. 76303-45, Jan., 1967.

8. B.D.Marcus, "Theory and Design of Variable Conductance Heat Pipes", NASA CR-2018, April 1972.

9. J.E. Kemme, "Gravity assisted Heat Pipes for High Temperature Applications", Rept. on Heat Pipe Symposium/Workshop, Univ. of Maryland November 5~6, 1973.



廣 告

회원들의 각종 시험대비 및 실문분야에서의 기술향상을 도모하기 위하여 냉동 및 공기조화 분야에서의 문제를 중심으로한 아래의 도서를 본 학회에서 한정판으로 Reprint 하여 회원 여러분께 실비로 판매하니 많은 신청 있으시기 바랍니다.

— 아 래 —

1. 책 명 : Air Conditioning through Worked Examples
2. 주요내용 : 열전달, 건물로부터의 열손실, 태양열, 공조장치, 수분전달, 냉동, 압력손실 및 덕트 치수, 팬
3. 가 격 : 회 원 2,000 원 (우송료 포함)  
비회원 2,500 원 (우송료 포함)
4. 판 매 처 : 학회 사무실
5. 대금납부방법 : 우편환 또는 현금 구입.