

低溫用 히이트파이프의 作動流體에 관한 研究

A Study of various Working Fluid in the Low Temperature Heat Pipe

張 靈 錫* 李 永 秀** 徐 廷 一***

(Chang, young suk)(Lee, young soo)(Seoh, jeong il)

ABSTRACT

The study on the characteristics of heat transfer by various working fluid and wick structure is an important subject in order to design low temperature heat pipe. The purpose of this research was to study the heat transfer characteristics of heat pipe according to various working fluid and wick thickness by ADI method and experimental results. As the results the heat transfer by various working fluid could improve by good heat conductivity of fluid and small ratio t/k . The working fluid could be selected in close vicinity to boiling temperature among fluid properties the value of ratio little influenced heat transfer of heat pipe.

In case of distilled water, the response of the effect in heat recovery was more rapidly showed than response of other working fluid. The maximum heat flux increased in proportion to the characteristics of working fluid but the pore and wick permeability among wick characteristic was little effect in the wetting state.

NOMENCLATURE

A : area (m^2)
 C : thermal capacitance (J/Kg)
 H : latent heat of vaporization (J/Kg)
 h : heat transfer coefficient ($W/m^2 K$)
 k : thermal conductivity (W/mk)
 m : mass flow rate (kg/s)
 p : pressure (Kg/m^2)
 Q : heat flow rate (w)
 q : heat flux (W/m^2)
 R : thermal resistance (k/w)
 r : radius of container (m)
 T : temperature (k)
 t : time increament (sec)
 V : volume (m^3)
 Z : axial position (m)

Greek symbol

ρ : density (kg/m^3)
 μ : dynamic viscosity (kg/m sec)
 σ : surface tension coefficient (N/m)
 ϵ : porosity
 ϕ : angle of inclination

Subscripts

a : adiabatic section
 C : center
 c : condenser section
 E : east direction
 e : evaporator section
 l : liquid
 N : north direction
 S : south direction
 s : surface
 V : vapor
 W : west direction

* 正會員:한양대학원 기계공학과

** 正會員:한국동력자원연구소

*** 正會員:한양대학교 기계공학과

Superscripts

- O : old time
- N : new time

1. 서 론

히이트파이프는 作動流體의 潛熱이 응축부에 회수되는 傳熱裝置이다. 히이트파이프의 구성은 콘테이너, 워, 작동유체로 되어있고, 작동유체와 워는 히이트파이프의 성능을 결정하는 중요한 인자이다. 작동유체의 성질은 流體輸送係數와 毛細管力에 영향을 주고, 워는 콘테이너 내부에 장치하는 조건 및 구조변화에 따라 설계에 요구되는 히이트파이프를 제작할 수 있다.

워의 구조는 幾何學的으로 매우 複雜한 배열로 되어 있으므로 해석이 어렵다. 일반적으로 워(Wick)의 細孔에 채워진 작동유체는 정상적 유동인 경우는 포화된 상태로 채워져 있으므로 熱傳導만을 취급하는 경우가 대부분이다.^{2,3)} 비정상적인 유체의 유동인 경우에는 워의 細孔(pore)에 유체의 건조에 의해서 가열부에는 드라이아웃(dry out)이 일어난다. 드라이아웃은 最大熱流束인 지점부터 일어나고 최대열유속(maximum heat flux)은 작동유체(working fluid)와 워의 구조에 의해서 좌우됨으로 유체의 선택과 워구조는 히이트파이프 설계에 중요하다. 작동유체는 氷點과 沸騰點을 기준으로 하여 극저온(0k ~ 150k), 저온(150 ~ 750k), 고온(750 ~ 3000k) 용으로 나누어지고 저온용 으로서는 이 범위에 있는 작업온도의 상·하한계에 의해서 유체는 선정된다.⁴⁾ 이때 유체의 物理的性質은 密度와 表面張力이 상호관계를 갖고있고, 워의 세공(pore)과 액체의 浸透力은 비례관계를 갖고 最大熱流束을 결정한다.⁵⁾ 따라서 최대열유속 범위이내에서 물성의 변화와 작동유체(working fluid)의 熱傳導率과 워의 구조는 히이트파이프로의 성능을 결정할 수 있는

요인이 된다. 저온용 히이트파이프의 연구에서 J.K. Ferrell^{6,7)}은 단지 작동유체를 물인 경우에 대한 粒子層내 열거동을 모델화하였고, 師岡愼一^{8,9)}은 작동유체가 물인 경우 워를 金網과 燒結形 워의 加熱部領域에서의 열전달계수를 구하였다. 그러나 저온용 히이트파이프를 위한 작동유체와 워를 포함하여 包括的으로 열전달특성을 비교 검토한 연구결과는 거의 없었다.

저온용 히이트파이프의 전열특성을 豫測하기 위한 해석방법으로는 Carnahan이 개발한 ADI(Alternating Diraction Method)법이 있다.¹⁰⁾ ADI 법은 2차원적인 해석을 r 방향과 z 방향으로 반복하여 해석하면 두개의 미분식을 가우스소거법(Gaussian elimination method)에 의해 구할수 있으므로 과도적 해석해로 매우 적당하다고 사료된다.

본 연구에서는 低溫用 히이트파이프에 사용되는 작동유체의 물리적 성질이 히이트파이프의 전열특성에 미치는 영향을 연구하였다. 해석방법을 ADI 법으로 구하였으며, 실험과 해석해의 一致性을 확인하고 해석해에 의해서 저온용 작동유체와 워의 구조변화가 전열특성에 미치는 영향을 검토하였다.

2. 이론해석

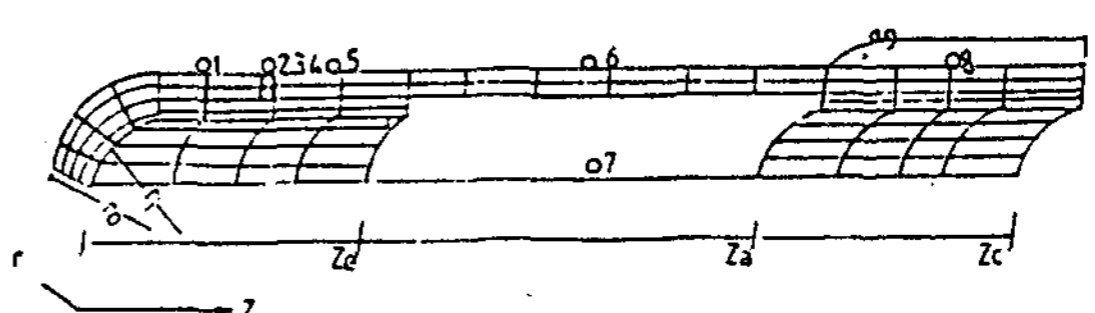


Fig. 1. Analytical model of heat pipe area

Fig. 1은 콘테이너 내벽에 밀착된 워의 해석모델이다. 전영역이 대칭이므로 r-z 방향만 고려하여 다음과 같은 가정하에 단순화하였다.

- 1) 蒸氣領域과 접한 요소의 경계에서 열저항은 무시하고 요소는 연속되어 있다.
- 2) 환상워는 幾何學的으로 균일하고 포화된 유체로 되어있다.
- 3) 워의 열전달은 有效 熱傳導率에 의한다.

2-1. 기초식

히이트파이프의 해석모델은 Fig. 2와 같고 요소 C에 대한 에너지식은 다음과 같다.

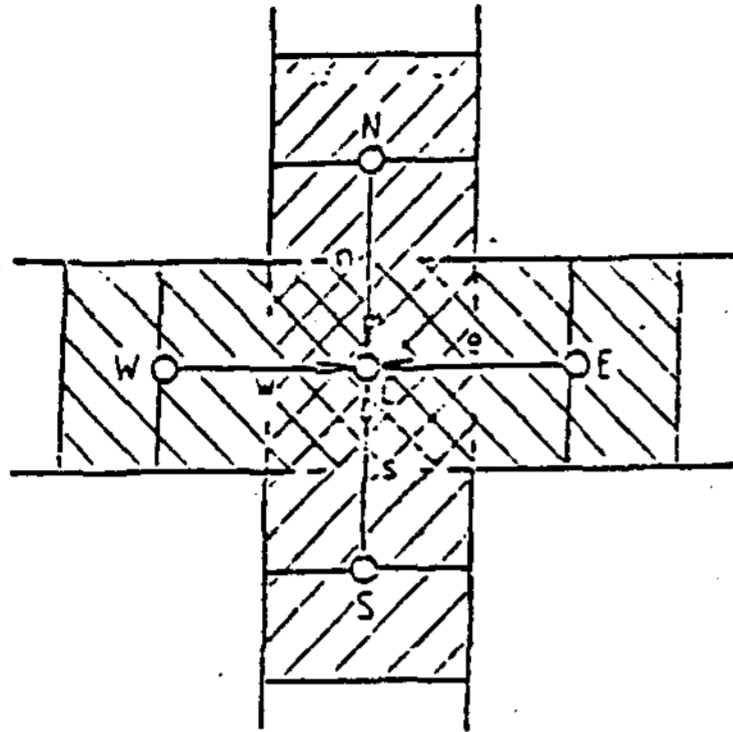


Fig. 2. Division of nodes

$$\rho CV \frac{\partial T}{\partial t} = Q_n + Q_s + Q_w + Q_e \dots (1)$$

여기서 Q_n, Q_s, Q_w, Q_e 는

$$Q_i = \frac{1}{R_i} (T_i - T_c)$$

$$R_i = \frac{\Delta L}{A_i K_i} \quad i = N, S, W, E$$

따라서 식(1)은 다음식으로 표시된다.

$$\rho CV \frac{\Delta T}{\Delta t} = \frac{1}{R_n} (T_n - T_c) + \frac{1}{R_s} (T_s - T_c) + \frac{1}{R_w} (T_w - T_c) + \frac{1}{R_e} (T_e - T_c) \dots (2)$$

식(2)는 해석해의 전영역에서 1time step을 1/2 time step식으로 반복하여 implicit method로 해석하였다. 처음 1/2 step는 다음과 같다.

$$[C] T_n^N + [B]_N T_c^N + [C] T_s^N = [D] \dots (3)$$

여기서

$$[C] = \frac{1}{R_e}$$

$$[B] = \frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_e} + \frac{2\rho cV}{\Delta t}$$

$$[D] = \frac{1}{R_n} T_n^{\frac{1}{2}N} + \left(\frac{2\rho cV}{\Delta t} - \frac{1}{R_s} - \frac{1}{R_n} \right) T_c^{\frac{1}{2}N} + \frac{1}{R_s} T_s^{\frac{1}{2}N}$$

식(3)을 해석하면 T_n 과 T_s 를 구할 수 있다.

다음 1/2 step의 식은 식(4)와 유사한 식으로 주어지고 열부하량을 $[D^0]$ 로 두면 식(3)에서 T_n 과 T_s 는 가우스소거법에 의해서 구할수 있고, 이때 T_w 과 T_e, T_c 다음 진행단계의 $[D^0]$ 에 대입하여 反復하여 T_s, T_n, T_c 를 구하면 히이트파이프 전영역의 온도분포를 구할 수 있다.

2-2. 경계조건

컨테이너가 외부의 경계와 접한 요소를 Fig. 3으로 나타내면 식(3)을 수정하여 다음 식으로 표시된다.

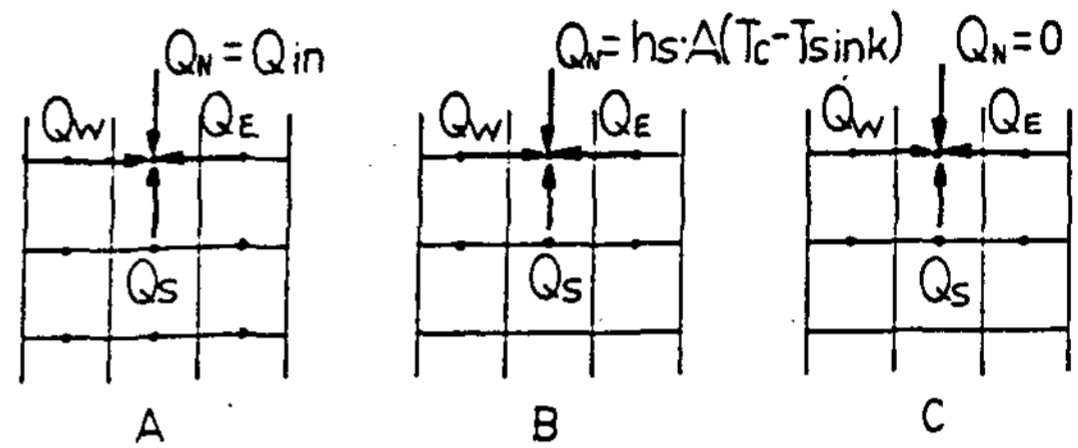


Fig. 3. Boundary condition nodes.

1) 가열부의 외벽

$$Q_n = Q_{in} \dots (4)$$

$$N-S \text{ 방향} : \frac{2\rho cV}{\Delta t} (T_c^{\frac{1}{2}N} - T_c^0) = Q_{in} + \frac{1}{R_s} (T_s^{\frac{1}{2}N} - T_c^{\frac{1}{2}N}) + \frac{1}{R_w} (T_w^0 - T_c^0) + \frac{1}{R_e} (T_e^0 - T_c^0) \dots (5)$$

$$W-E \text{ 방향} ; \frac{2\rho cV}{\Delta t} (T_c^N - T_c^{\frac{1}{2}N}) = \frac{1}{R_s} (T_w^N - T_c^N) + h_s A (T_{sink} - T_c^{\frac{1}{2}N}) + \frac{1}{R_s} (T_s^{\frac{1}{2}N} - T_c^{\frac{1}{2}N}) \dots (6)$$

2) 단열부의 외벽 및 양단면

$$Q_n = 0 \text{ 또는 } Q_w = 0, Q_e = 0 \dots (7)$$

$$N-S \text{ 방향} : \frac{2\rho cV}{\Delta t} (T_c^{\frac{1}{2}N} - T_c^0) = \frac{1}{R_s} (T_s^{\frac{1}{2}N} - T_c^{\frac{1}{2}N}) + \frac{1}{R_w} (T_w^0 - T_c^0) + \frac{1}{R_e} (T_e^0 - T_c^0) \dots (8)$$

$$W-E \text{ 방향} ; \frac{2\rho cV}{\Delta t} (T_c^N - T_c^{\frac{1}{2}N}) = \frac{1}{R_w} (T_w^N - T_c^N) + \frac{1}{R_e} (T_e^N - T_c^N) + \frac{1}{R_s} (T_s^{\frac{1}{2}N} - T_c^{\frac{1}{2}N}) \dots (9)$$

2 - 3. 수치해석

Fig. 4는 프로그램의 흐름도로서 1개의 주프로그램과 5개의 부프로그램으로 구성되어 있다. 물성치는 1time step마다 계산하도록 부프로그램 테이터를 저장하여 보간법에 의해서 계산하였다.

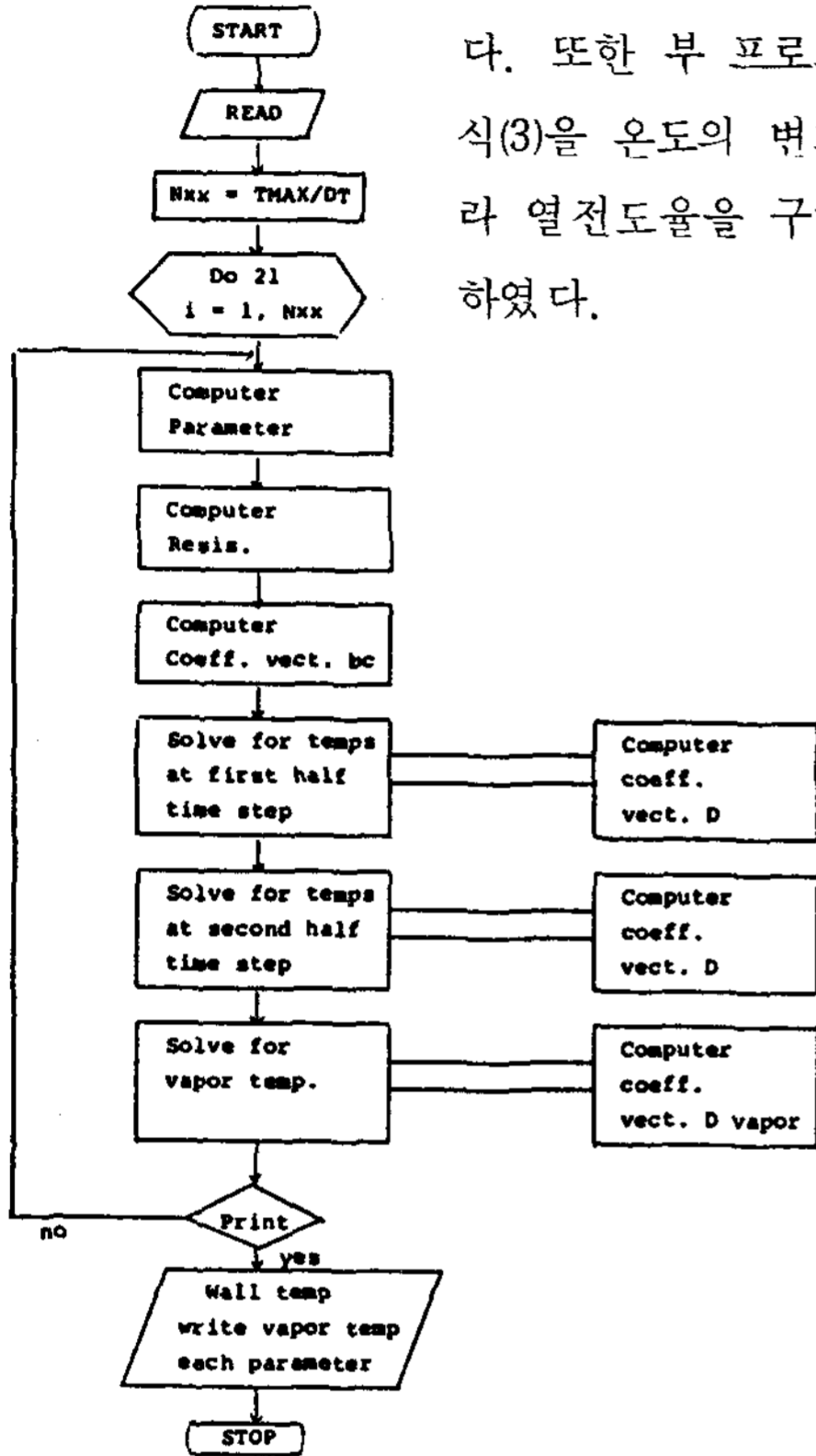


Fig. 4 Flow chart

2 - 4. 유효열전도율

金網에서 유효열전도율(Effective thermal conductivity)은 Gerring & churchill¹¹⁾, Dunn¹²⁾ 이 액체가 充滿된 畵에서 유효열전도율식을 식 (10)으로 나타내었다. 또한 이식은 Rayleigh가 일정한 원통적자 상으로 배열한 가정으로서 분산모델을 사용하여 나타낸 식으로도 표현된다.

$$K_e = K_l \frac{K_e + K_w - (1-\epsilon)(K_e - K_w)}{K_e + K_w + (1-\epsilon)(K_e - K_w)} \dots (10)$$

식(10)을 師岡慎一^{8,9)}은 實驗적으로 비교한 결과 전반적으로 實驗値가 낮은 값으로 나타내 보였다. 이것은 金網은 탄성에 의한 강력한 밀착

이 되지 못하는등 불확증한 인자가 내포되어 있는 것으로 풀이된다.

비교에 의하면 150메쉬 6점 경우는 0.3%의 오차가 있었고, 200메쉬 10점은 8%의 오차가 있었으나 325메쉬 - 10점은 최대 25%의 오차를 발견할 수 있었다. 이것은 저자의 삽입에 따른 계통적 오차로서 감안하고 본 연구에서 150메쉬의 원주 畵를 사용한 것에 의하여 식(10)은 사용해도 무방하리라 생각된다.

따라서 유효열전도율은 식(10)을 부프로그램 하여 수치해석 하였다.

3. 히이트파이프의 작용한계

히이트파이프의 작동능력은 畵의 毛細管作用과 압력손실의 합이 동일하여야 하므로 다음식으로 나타낸다.

$$\Delta P_c = \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g \dots (11)$$

식(11)에서 수평상태에서는

$$\Delta P_g = r_e l \sin \phi = 0 \dots (12)$$

또한 히이트파이프 내부는 정상상태에서 등온이므로

$$\Delta P_v = 0 \dots (13)$$

畵내의 액체의 압력손실 P_l 은 Darcy¹⁴⁾식을 사용하고, 히이트파이프 증발부 및 응축부 열유속을 일정하게 가열 또는 냉각하면

$$\Delta P_l = \frac{V_l Q_e}{K_p g A_w L} \left(\frac{l_p}{2} + l_a + \frac{l_c}{2} \right) \dots (14)$$

畵의 흡입압력 ΔP_c 는 액체가 畵의 모세관 작용에 의해서 올라갈 수 있는 최대높이로서

$$\Delta P_c = \frac{2r \cos Q}{r} \dots (15)$$

로 주어진다.

식(12), (14), (15)를 식(11)로 정리하면

$$Q_{max} = 2 \cdot (N_f \cdot W_f \cdot C_f) \dots (16)$$

$$\text{여기서 } N_f = \rho H \sigma / \mu_e$$

$$W_f = \epsilon / r_e$$

$$C_f = A_w / L_{eff}$$

결국 $Q_{max} = f(N_f \cdot W_f \cdot C_f) \dots\dots\dots (17)$ 으로 비교 검토된다.

여기서 N_f 는 유체의 수송계수를 나타내고, W_f 는 워의 특성, C_f 는 파이프의 특성이 된다. 식 (16)으로 워와 작동유체의 관계를 관련해서 히이트파이프의 작동능력을 판단할 수 있다.

4. 실험장치 및 방법

4-1. 히이트파이프의 제작

본 연구에 사용된 히이트파이프의 제원은 Table 1에 나타나 있다. 워의 호환성을 고려하여 콘테이너 양측에 나사를 채결하도록 하여 고정시켰다. 콘테이너 내의 불凝縮가스를 최대한 줄이기 위해 진공펌프(Rotary 5×10^{-3})로 약 5분간 작동하여 진공이 최대가 될때까지 하였다. 마노미터 눈금이 약 3시간 동안 변화하지 않을 때 30cc 주사기로서 作動流體를 密封하였다. 응축기는 내경 30 cm, 두께 2 mm SUS 304를 콘테이너 외벽에 고정하였다.

Table 1. Dimension and materials of heat pipe

Total length	800 mm
Length of evaporator	120 mm
Length of condenser	170 mm
Outside diameter of pipe	25.4 mm
Inside diameter of pipe	21.4 mm
Wall thickness	2 mm
Working fluid	distilled water
Material of pipe	SUS 304
Slab wick	around 5 layers 80 meshes screen
Circumferential wick	SUS 304

4-2. 실험방법

Fig.5는 실험장치의 개략도이다. 제작된 파이프를 콘테이너 외벽이 10개의 C-C 열전대를 부착하고 증발부에 니크롬선 ($0.5 \text{ mm} \times 2 \text{ m}$)을 감고 實驗裝置에 장치하였다.

전압조절은 전압조절기로 하였으며 냉각수는 1.8 m의 上水槽로 부터 오우버플로우하여 냉각기를 통과하였다. 流量調節은 500cc 눈금 실린더로서 한 결과 200cc/min을 조절할 수 있었다.

온도측정을 위한 C-C 열전대의 보정은 熱風速計로 하였으며 $1 \text{ mv} = 23.63 \text{ }^\circ\text{C}$ 로 환산할 수 있었다. 측정기는 디지털측정기(UCAM-5 A 10 channel)을 사용하였다. 히이트파이프의 斷熱은 퍼라이트(SiO_2 75%, Al₂O₃ 13%, $K = 0.025 \sim 0.045 \text{ Kcal/mhc}$)로써 가열부에 1cm의 두께가 되게 압면으로 싸고 그 위에 단열재를 덮고 실험하였다. 입력의 변화에 따라 파이프 외벽의 온도와 凝縮部 입, 출구온도를 측정하였다. 측정이 끝나면 워의 交替 및 작동유체를 다시 붓입시키고 드라이아웃이 일어날때 까지 反復하였고, 같은 실험을 반복해서 오차가 없다고 인정될때 실험값으로 하였다.

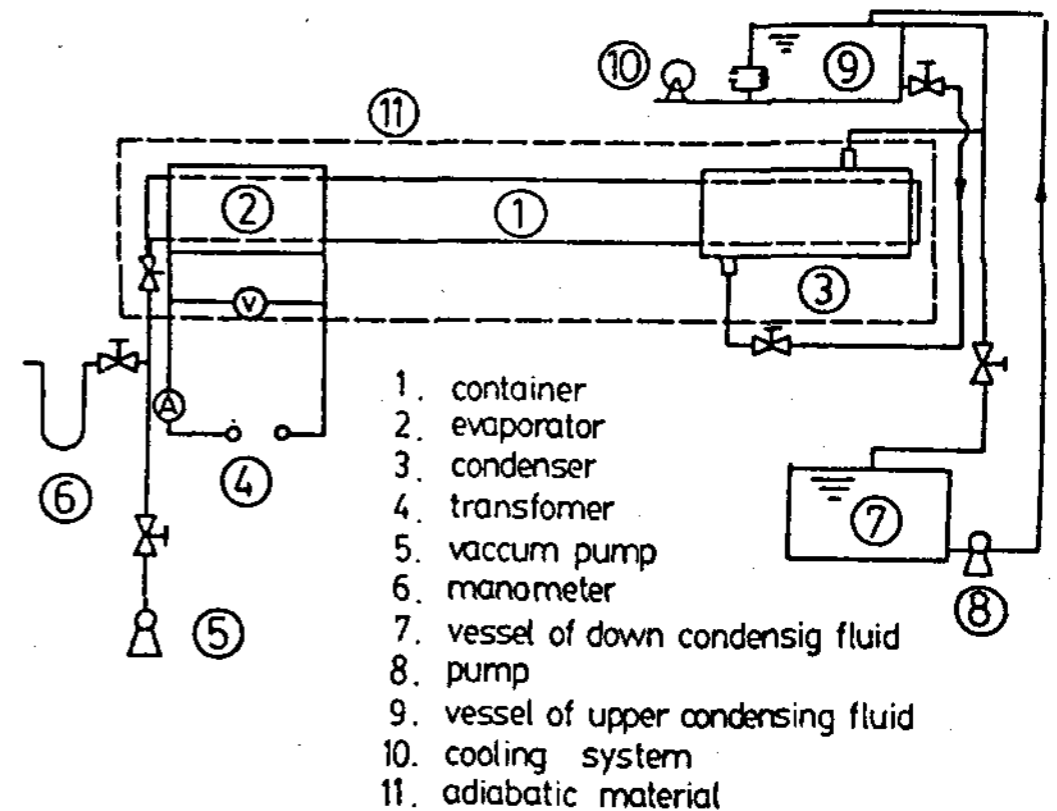


Fig. 5. Schematic of the experimental setting up.

5. 결과 및 고찰

5-1. 수치해석과 실험의 비교

Fig.6은 워의 재질을 金網을 두겹으로 하고, 출력을 136 W로 한 경우 히이트파이프 벽면과 증기의 온도를 실험과 해석결과를 비교한 것이다. 히이트파이프의 定常狀態는 작동후 20분 상태에서 일어났다. 증기온도는 실험치와 해석하는 정상이 될때까지 약 $1.2 \text{ }^\circ\text{C}$ 의 차이가 있었으나 시간이 경과함에 따라 實測值의 온도는 약간씩 상승하는 경향이 있으나 그 변화는 $2 \text{ }^\circ\text{C}$ 이내 이었다. 가열부온도는 상측과 중간측으로

나누어 측정된 결과 상측의 값은 비교적 높은 결과를 보였고, 또한 응축부도 실측치가 다소 높은 변화를 보였다. 實測値와 해석해는 해석범위내에서 거의 같은 경향을 나타내었다.

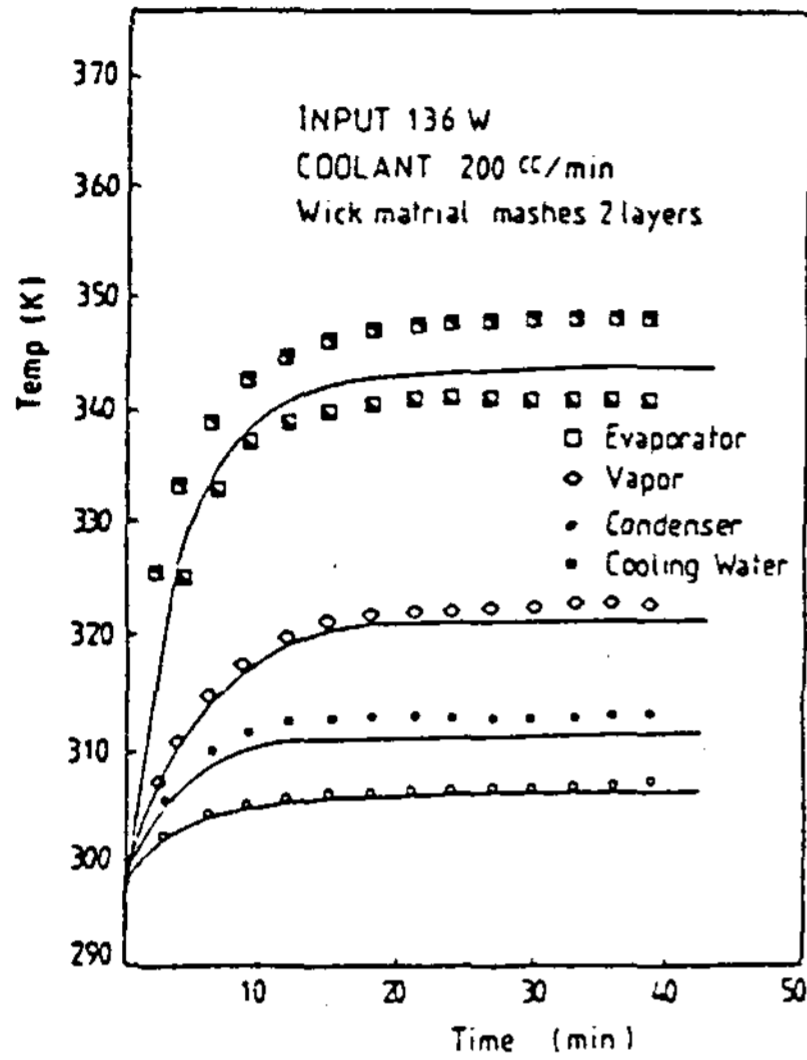


Fig. 6. Comparison of theoretical and experimental results.

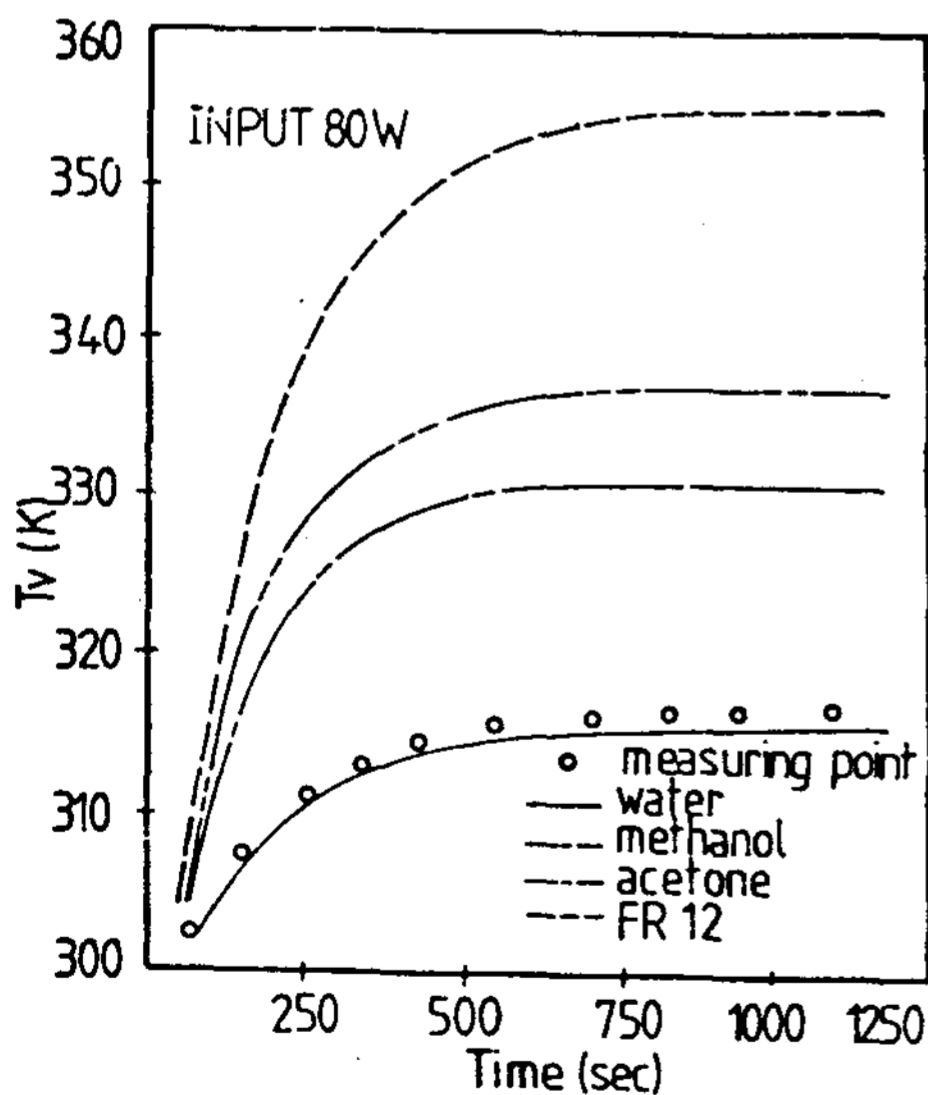


Fig. 7. Response of vapor temperature by various working fluid.

Fig.7은 입력을 80 W로 하였을때 작동유체별 증기온도의 변화를 시간의 변화에 대해서 나타낸 것이다. 作動流體가 罎에 充滿된 상태로 채워져있고 罎의 最大熱流束 이하에서는 蒸發部

의 액체건조가 일어나지 않은 영역에서 罎은 유효열전도율에 의해서 결정된다. 금망인 경우는 円筒形排列로 나타내면 有效熱傳導率은 식 (10)에 의해서 표현되고 증류수, 메탄올, 아세톤, 프레온순으로 계산되고, 증기의 溫度變化는 有效熱傳導率에 반비례로 나타났다.

5-2. 수치해석에 의한 열전달특성

Fig.6,7은 앞절에서 論議된 것처럼 實驗値는 理論値에 대해서, 蒸氣溫度變化는 2°C미만의 차이를 보였고 蒸發部는 上側과 下側의 中間値로 나타났다. 解析範圍를 蒸氣溫度의 過渡的變化와 熱移動量으로 나타낸다면 比較 結果는 만족할만한 範圍내에 있었으므로, 해석해로만 作動流體에 따른 히트파이프의 熱傳達特性을 檢討하고자 한다.

Fig.8은 작동유체별 入力에 따른 가열부와 단열부의 溫度變化를 해석해로 나타낸 것이다. 가열부측이 응축부보다 다소 높은 傾向으로 나타났으나 단열부를 중심으로 거의 對稱으로 나타났다.

溫度구배 크기는 프레온, 아세톤, 메탄올, 증류수순으로 나타났다. 罎에 液體가 채워진 상태의 열전달은 熱抵抗에 의해서 결정되므로 液體의 열전도율은 정상상태에서 열전달에 매우 큰 影響을 미친다고 사료된다.

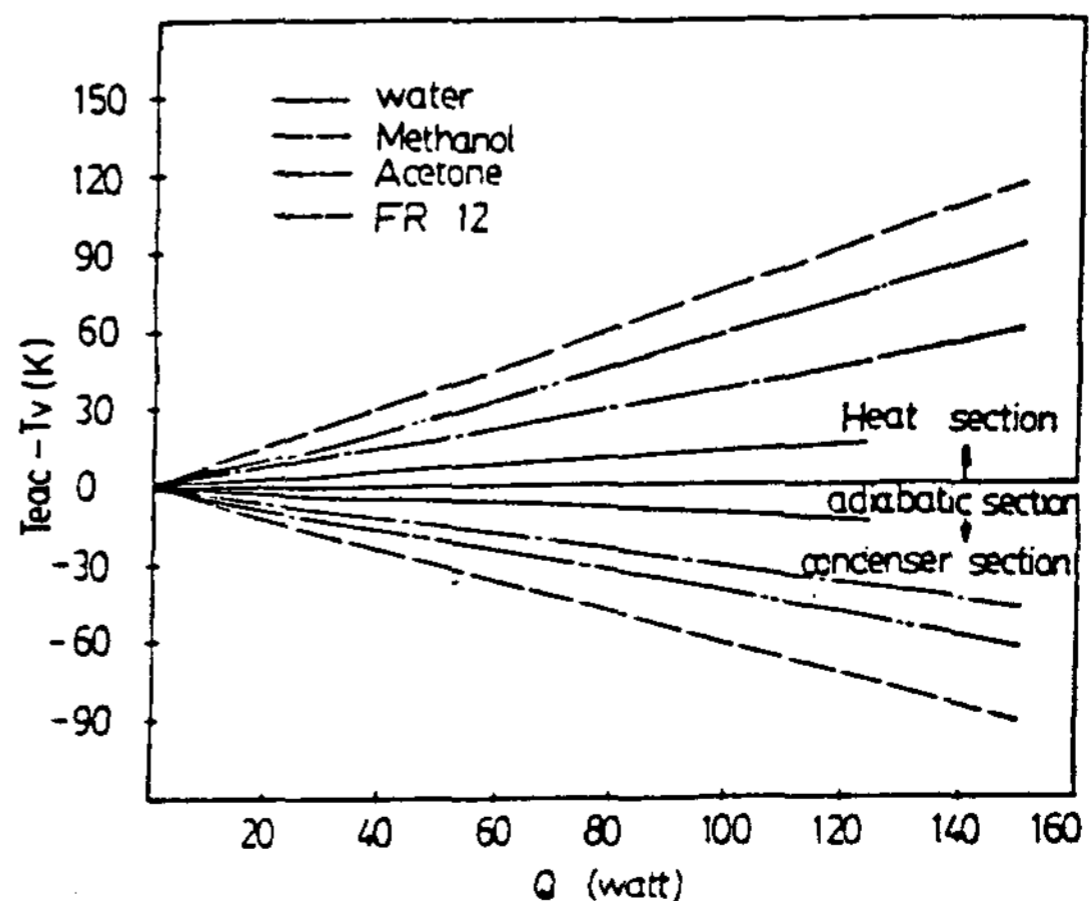


Fig. 8. Response of heat pipe wall and adiabatic temperature.

Fig.9는 작동유체 종류의 변화에 따른 열移動량을 나타낸 것이다. 증축에 q 를 나타냈고 橫축에 과열도를 표시한 것으로 열전달 係數는 $h = q/\Delta T$ 로 된다. 두께와 열전도율의 비율 (t/k)을 0.001로 두면 증류수의 경우가 메탄올, 아세톤, R-12보다 높은 $\frac{q}{\Delta T}$ (h)의 값을 나타낸다.

화살표시는 작동유체를 증류수로 한 경우 最大熱流束한계 지점을 식(16)으로서 나타낸 것이다. 最大熱流束에 가까운 영역에서는 슬래빅 면적의 제한과 작동流體의 物性이 溫度 증가에 따라 극소화되므로 귀환 作動液의 量이 적어진다. 이때 가열부에서는 증기의 침투로 인해 液體의 귀환을 방해하게 되므로서 증기의 건조가 일어나고 증기의 畧은 열저항이 최대가 됨과 동시에 과열도가 커진다. 작동 液體와 畧의 선정은 최대 열유속이하에서 고려할 必要가 있다.

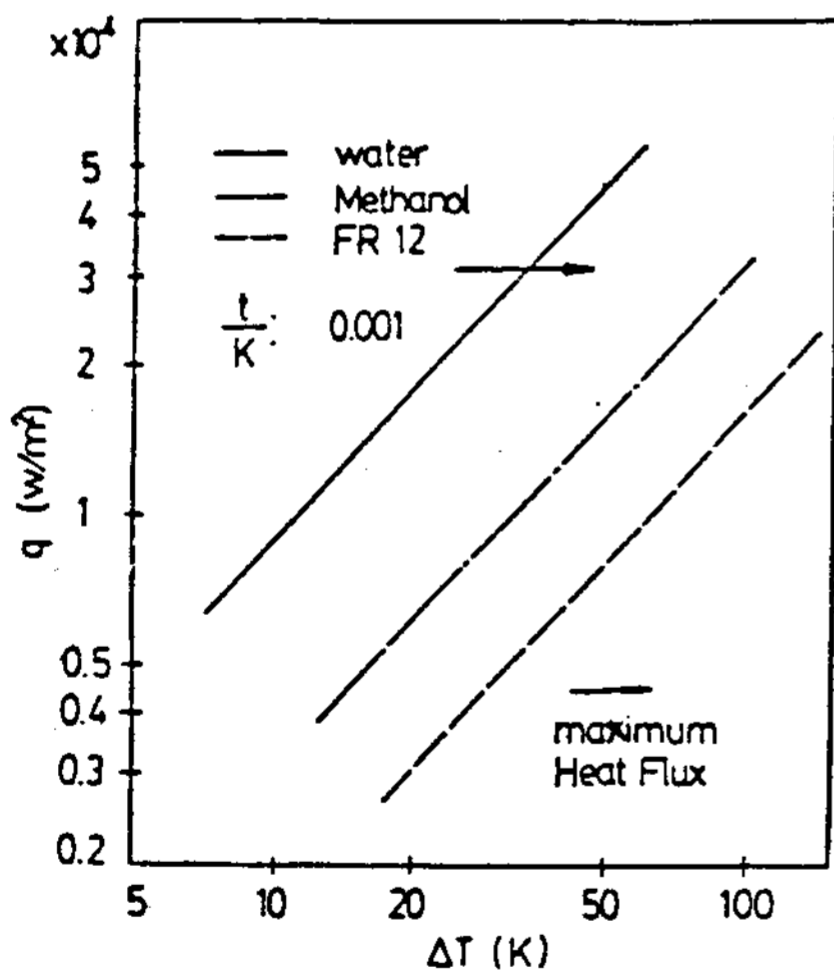


Fig. 9. Comparison of heat transfer by various working fluid.

Fig.10은 동일 작동유체를 사용한 경우 畧의 두께變化로서 熱傳達改善의 效果를 나타낸 것이다. 아세톤의 t/k 비 0.0009는 메탄올 t/k 비 0.0009 ~ 0.0036 범위내에 있다. 작동유체의 열전도율을 일정하게 할때 畧두께의 變化는 열전달율을 개선시킬 수 있다. 畧두께의

最小化는 加熱部側에서 벽면으로의 열전달로 이루어지지만 응축부에서 작동유체의 귀환은 畧의 면적에 비례하므로 畧두께로 제한을 갖는다.

Fig.11은 슬래빅(slab) 畧의 두께가 最大熱流束에 미치는 影響을 溫度의 變化에 대해서 나타낸 것이다. 슬래빅의 最大熱流束에 주는 影響은 面積이 클수록 增加하나 증기부의 증기통로 면적을 고려한다면 한정된 범위에서 슬래빅의 면적은 제한된다. 溫度에 대한 影響을 액체수송계수와 관계하므로 溫度가 높을수록 단면이 클수록 최대열유속은 증가함을 보여준다.

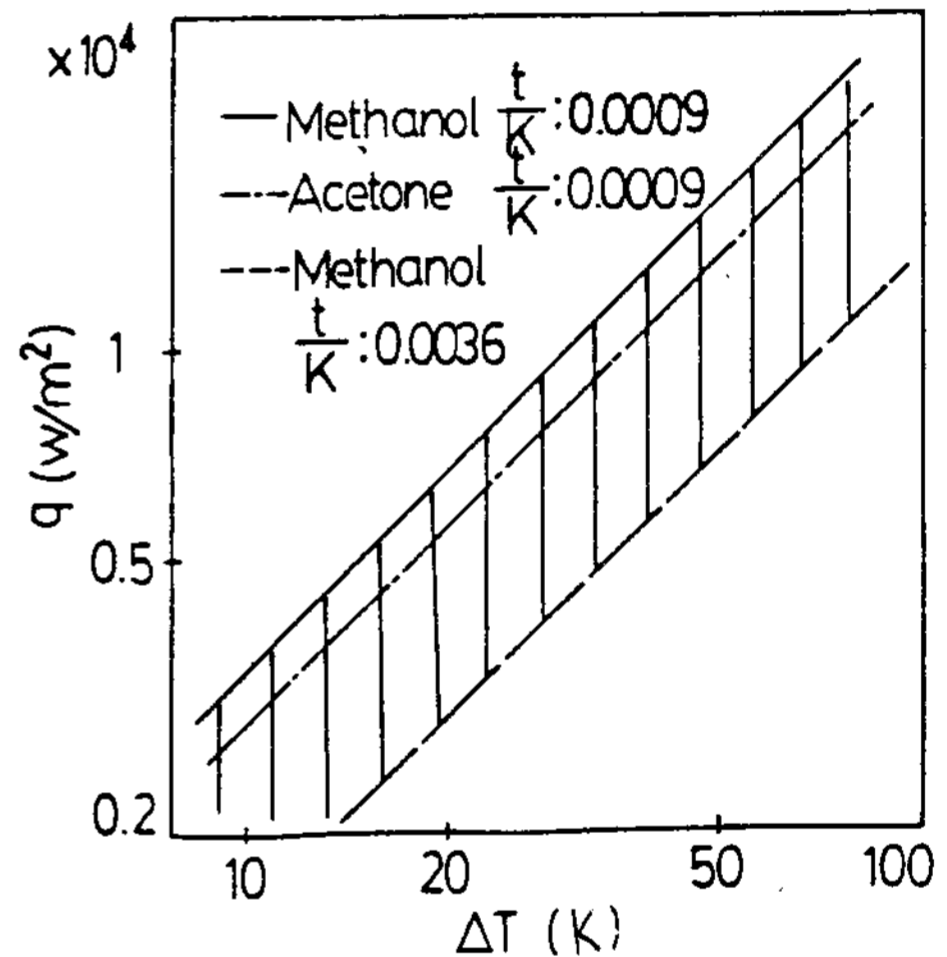


Fig. 10. Comparison of heat transfer by various wick thickness.

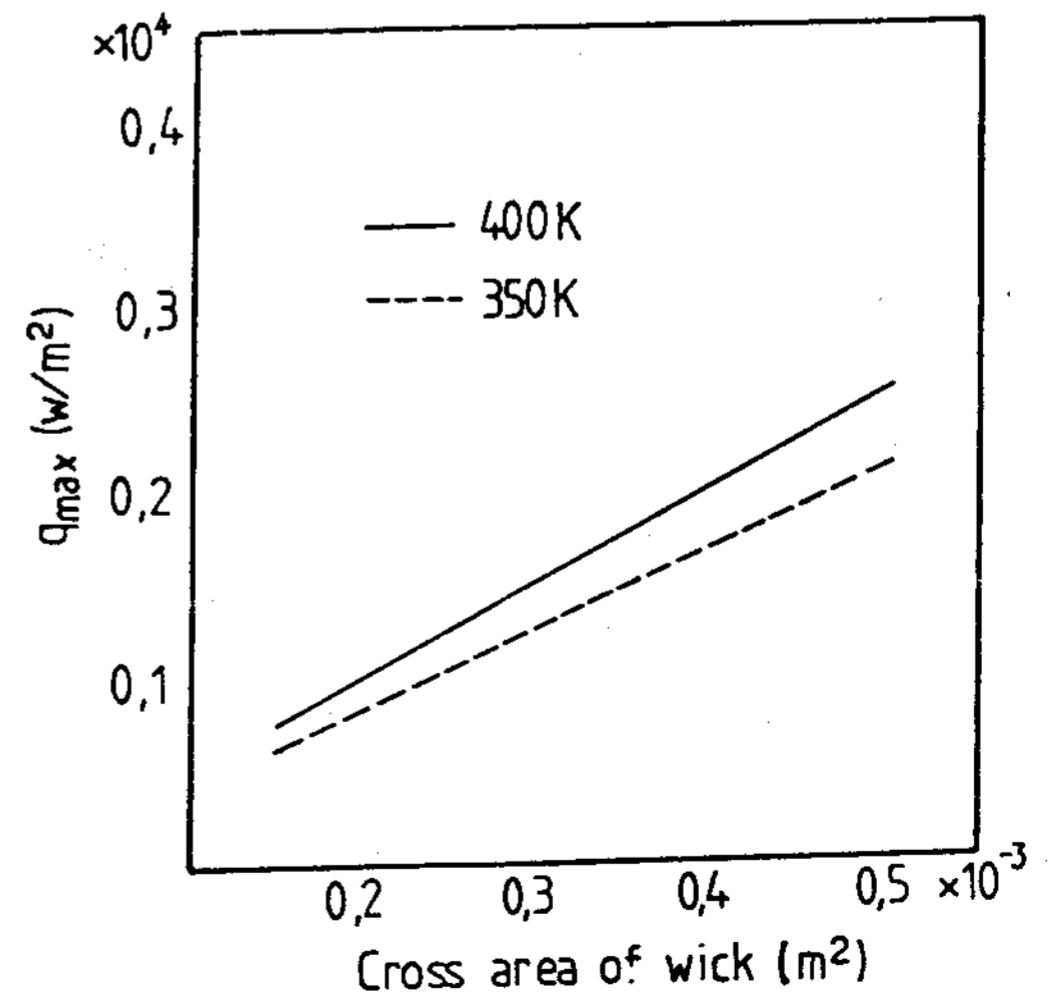


Fig. 11. Comparison of maximum heat flux and wick cross area.

Fig.12는 作動流體의 變化에 따른 증기의 溫度關係를 나타낸 것이다. 워에 포화된 작동유체의 溫度는 증기의 溫度와 등온으로 볼 수 있다. 열유속에 대한 蒸氣溫度關係는 熱流束이 증가할수록 蒸氣溫度는 증가한다. 빗금친 영역은 작동유체가 증류수경우로서 온도에 대한 최대열유속을 나타내고 있다. 작동유체의 작동범위는 빙점에서부터 臨界點사이로 결정될 수 있다. 워 구조와 작동유체가 정상일때 증기온도에 따라 이상적인 작업온도가 결정된다고 사료된다.

워의 최대열유속의 최대지점은 작동유체의 沸騰點온도 부근이다. 따라서 히이트파이프의 가장 안정적 作業範圍는 작동유체의 비등점온도, 부근에서 설정하고 작업온도는 작동유체의 비등점온도 부근이 되도록 設計하면 가장 적합할 것으로 사료된다.

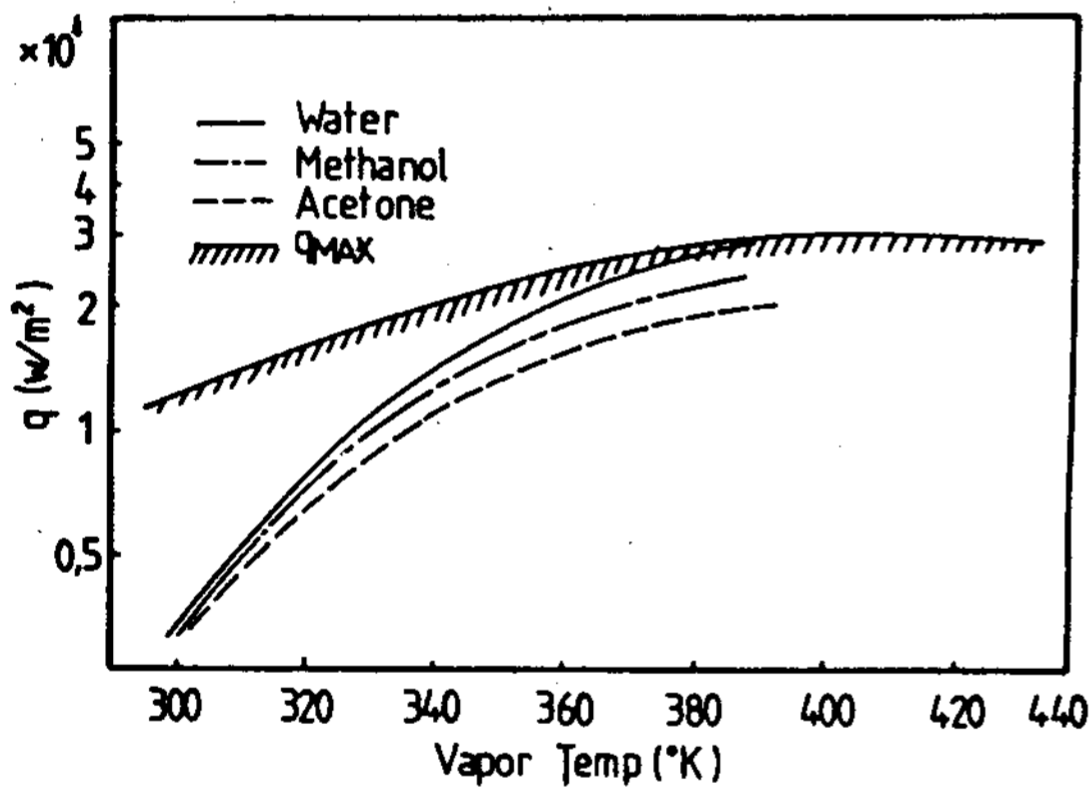


Fig. 12. Comparison of heat transfer of various working fluid and maximum heat flux.

Fig.13, 14는 입력에 대한 응축부의 열회수를 작동유체에 따라 검토한 것이다. Fig.13은 입력이 80 W일때 냉각수의 열회수효과를 시간의 변화에 따라 나타낸 것이다.

열회수는 동일 입력하에서 증류수, 메탄올, 아세톤, R-12 순으로 나타났고 1000sec를 기준으로 할때 작동액 모두가 입력에 대해 90% 이상이 회수된다. 熱回收는 작동액의 잠열이 응축부 벽면을 통해서 회수되며 응축부의 포화된 액체나 워, 갭(GAP) 직열배열의 열저항은 열회

수 시간에 관계하고 있음을 보여준다.

Fig.14는 동일 입력하에서 t/k 의 변화에 따라 시간에 대한 응축수의 熱回收率을 나타낸 것이다. 프레온의 열회수 효과는 항상 아세톤보다 遲延으로 나타났다.

프레온과 같이 작동액체의 熱傳導率이 비교적 낮은 작동유체는 두께를 최소화하여도 회수효과에는 아세톤에 미치지 못하였다.

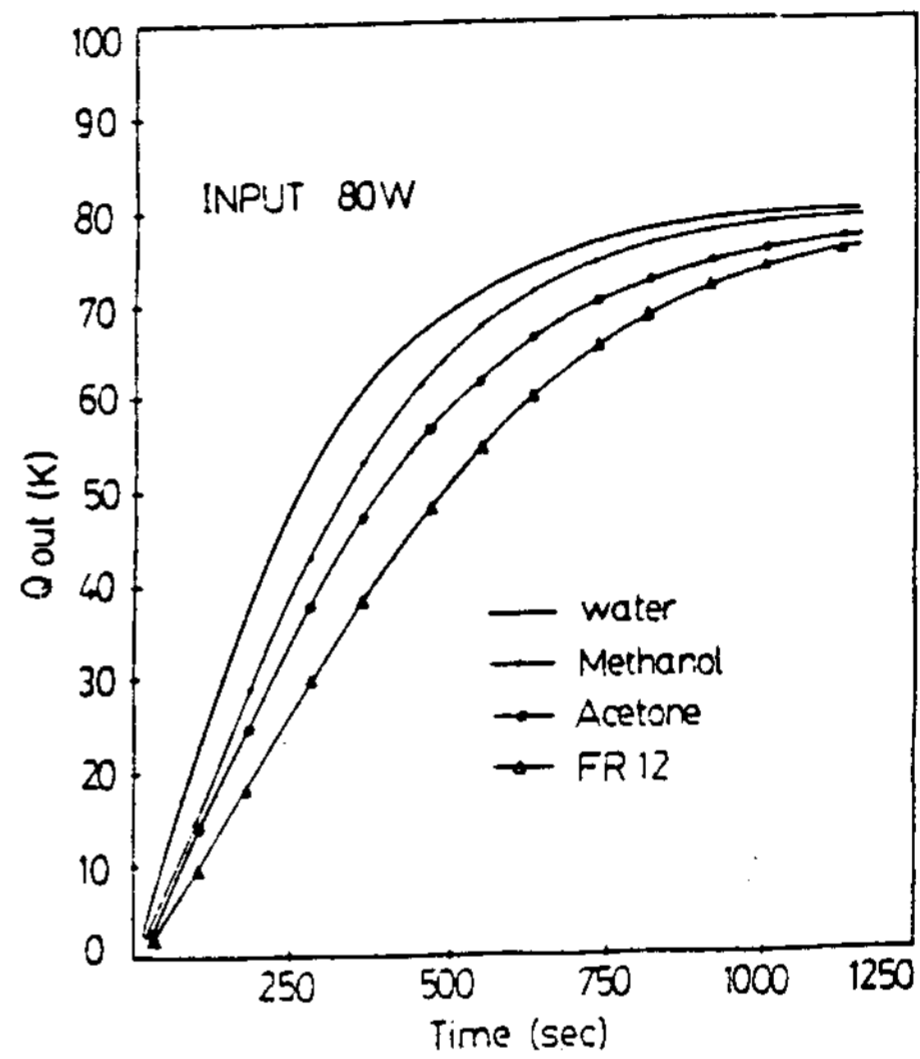


Fig. 13. Comparison of response heat recovery by various working fluid.

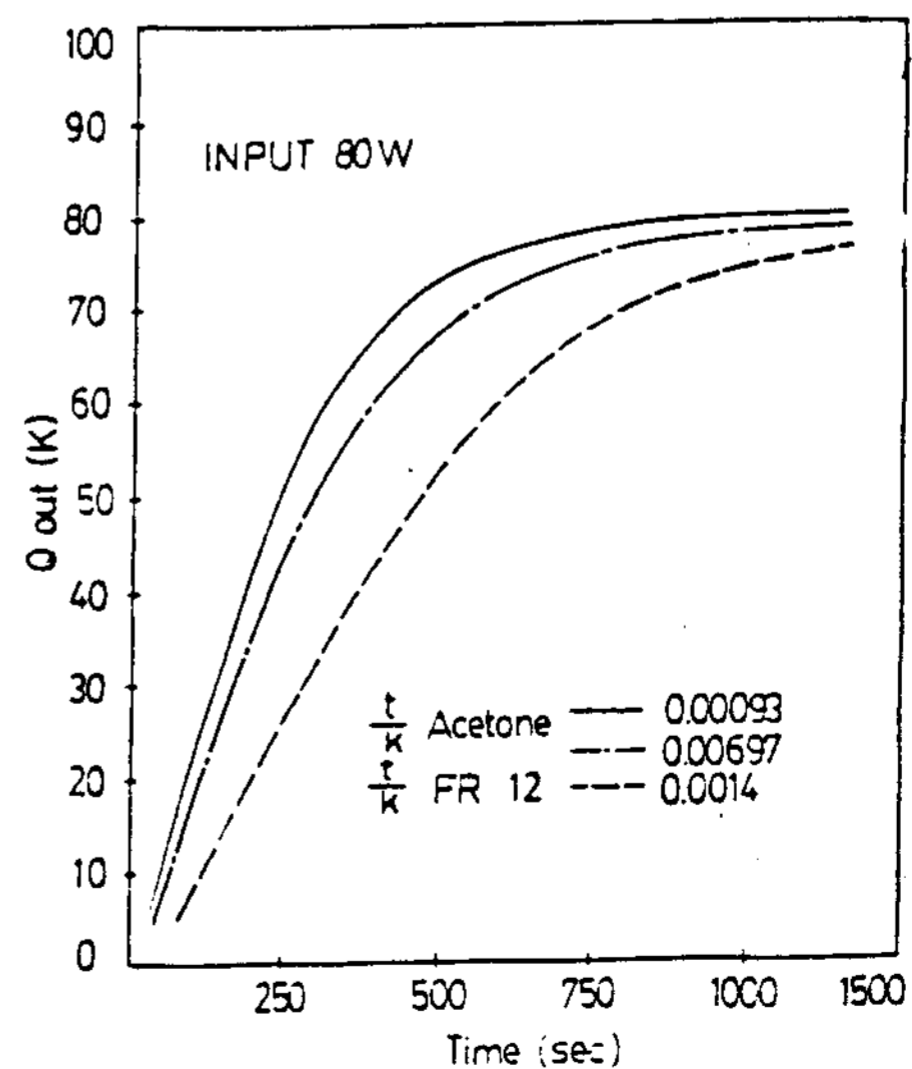


Fig. 14. Comparison of response heat recovery by various wick thickness.

Table 2는 히이트파이프 작동액체의 특성을 毛細管作用에 의한 作動能力을 液體輸送係數로서 나타낸 것이다. 액체수송계수는 表面張力の 크기가 크고, 밀도가 크고 점성이 적을수록 점점커진다. 따라서 물의 경우를 보면 비등점 부근에서 최대치가 되고, 저온부와 고온부는 최소가 된다. 저온부에서의 降下는 점성이 증가에 의하고 고온부에 있어서 강하는 증발열, 밀도, 표면장력이 0이므로 액체수송계수도 0이 되어 임계점 이하에서 고려되어야 한다. 본 연구에서는 測定溫度는 모두 임계점이하에서 나타났다. 그러나 액체가 워에 완전히 젖어있는 상태에서는 워의 침투력과 r은 최대열수송에서는 독립적인 변수가 된다. 따라서 최대열수송은 작동유체 수송계수의 函數로서 나타난다.

Table 2. Comparison of transporting coefficient and properties of fluid

Working fluid	Temp.	Critical	Boiling	Ice	320K	360K	400K	440K
		temp. (K)	temp. (K)	temp. (K)	(W/m ²)	(W/m ²)	(W/m ²)	(W/m ²)
distilled water	T	647	373.16	273.16	0.27×10 ¹³	0.4×10 ¹³	0.5×10 ¹³	0.5×10 ¹¹
	M				16,582	24,307	31,581	31,039
metanol	T	513	337.8	175.3	0.4×10 ¹²	0.48×10 ¹²	0.415×10 ¹²	0.3×10 ¹²
	M				2,431	2,916	2,510	1,967
acetone	T	509	329	178.5	0.29×10 ¹²	0.25×10 ¹²	0.5×10 ¹¹	0.69×10 ¹⁰
	M				1,769	1,556	922	419

T = transporting coefficient, M = maximum heat flux

6. 결론

작동유체에 따라 히이트파이프의 성능을 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 凝縮部에 熱移動量은 作動流體의 熱傳導率이 클수록 향상되는 傾向으로 나타났고, 作動流體가 일정할때 워의 두께 變化는 $h(q/4T)$ 를 改善시킬 수 있는 因子로 나타났다.
2. 작동유체의 선정은 비등점온도부근에서 결정하고, t/K 의 값은 최대열유속에 큰 영향을 주지 못하였다.

3. 열회수는 t/K 와 시간의 변화에 따라 증류수가 다른 작동유체보다 항상 빠른 변화를 보였다.
4. 최대열유속은 작동유체의 수송계수에 비례적으로 증가되었으나 워의 침투력과 세공은 정상상태에서는 그 영향이 적었다.

참고 문헌

1. J.C. Corman, L. Trefethen and G.E. Walmet, "Characterization of Parameters for Liquid Flow in Rigid Porous Media", Technical Information Series, pp. 1-22, 1972.
2. K.W.Jackson, "Enhancement of Thermal Energy Transfort through Granular Media", Ph.D. Thesis, Georgia Institute of Tech., 1980.
3. C.L. Williams and G.T. Colwell, "Heat Pipe Model accounting for variable Evaporator and Condenser Lengths", AIAA J. Vol. 12, No. 9, pp. 1261-1267, 1974.
4. 日本技術經濟 センター編, "セートパイプ廣用設計 ハソドブルゲ pp.4-5, 1976
5. 柴山信三, 師岡慎一, 北卅理一即, 石卅克己 "セートパイプに 關す子研究", 日本機械學會論文集, 44卷, 380號, pp.1355~1362, 1978
6. J.K. Ferrell and H.R. Johnson, ASME Pub., 70-HT/SPT-12, 1970.
7. J.K. Ferrell and J. Alleavitch, Chem. Engng. progr., Symp. Ser. pp. 66-102, 1983.
8. 師岡慎一, 黒木敏高, 和氣哲即, "ヒートパイプに 關する研究", 日本機械學會論文集, 47卷, 414號, pp.351~460, 1981
9. 師岡慎一, 柴山信三, "ヒートパイプに 關する研究", 日本機械學會論文集, 45卷, 389號, pp.110~117, 1979
10. B.L. Carnahan, "Applied Numerical Methods," John Wiley & Sons Inc., New York pp. 449-451, 1969.

11. Goring, Churchill, "Thermal conductivity of heterogeneous Material is a useful concept"; chemical Engineering progress, Vol. 57, No. 7, pp. 54-59, 1961.
12. P.D. Dunn and D.A. Reay, Heat Pipes, peraganon press Ltd., London, 1977.
13. S.W. Chi, Heat Pipe Theory and Practice, McGraw-Hill, 1976.
14. 柴山信三, "히트파이프", 日本機械學會誌, 45卷, 650號, pp.865-865, 1971.