

## 터어빈 회전차를 모델로하는 복합 히이트파이프의 전열특 성에 대한 연구

권순석\* · 장영석\*\* · 유병욱\*\*\*

\*동아대학교 기계공학과 교수

\*\*경남전문대학 기계과교수

\*\*\*동아대학원 기계공학과

## A Study on the Heat Transfer Characteristics in the Composite Heat Pipe as Modeling Turbine Rotor.

Kwon, Sun-Sok\* · Jang, Yeong-Suc\*\* · Yoo, Byung-Wook\*\*\*

\*Dong-A University

\*\*Kyung-Nam Junior College

\*\*\*Graduate School, Dong-A University

### 요 약

본 연구의 목적은 터어빈 회전차를 모델로한 복합회전형 히이트파이프의 전열특성을 실험과 유한요소의 해석법에 의하여 연구한 것이다. 입열량과 회전수에 따른 Nu, Re, Pr 그리고 무차원 응축액막두께가 변수로 사용되었다.

해석과 실험치는 거의 유사한 경향으로 일치하였으며, 연구결과는 복합히이트파이프 성능예측을 하는데 도움을 주었다.

복합회전형 히이트파이프에서의 열저항은 응축액막두께가 감소함에 따라 응축부의 열전달은 급격히 증가하였고, 응축액막두께는 복합회전형 히이트파이프의 전열 특성에 가장 큰 영향을 주었다. 주어진 Pr에서 Re가 변화함에 따라 무차원 응축액막두께가 일정한값으로 나타났고, 무차원 응축액막두께는 회전수의 역수의 제곱근에 비례하였다. 본 연구의 해석적 방법에 의해서  $Nu = A(\delta(\omega/\nu)^{-1/2} Re^B)$  라는 식을 구했고, 이때  $A=0.963$ ,  $B=0.5025$ 의 값을 얻었다.

### ABSTRACT

The purpose of this research is to study the characteristics of heat transfer in composite rotary heat pipe as modeled turbine rotating by a finite element analysis and

experiment. Nu number, Re number, Pr number and dimensionless condensate layer thickness by thermal input and revolutions per minute were given as analysis factors. The comparison between calculated and experimental data showed similar tendency. Therefore the analysis method may be useful to predict the performance of composite heat pipe. The resistance on heat pipe showed the best effect of heat transfer by film condensation, by decreasing film condensation, the heat transfer rate from condenser was increased rapidly. The dimensionless condensate layer thickness according to Re number at given Pr number showed constant values, the dimensionless condensate layer thickness is proportionate to the square root of inverse of revolution number per minute. In this study  $Nu = A(\delta(\omega/v)^{-1/2} Re^B)$  is used to the convection heat transfer coefficient and  $A=0.963$ ,  $B=0.5025$  were obtained as analysis predicts.

## NOMENCLATURE

A : area,  $m^2$   
 c : specific heat, J/kgK  
 h : latent heat of vaporization, J/kg  
 k : thermal conductivity, W/mK  
 L : characteristic length, m  
 m : mass flowrate, kg/s  
 P : pressure, N/m<sup>2</sup>  
 q : heat flux, W/m<sup>2</sup>  
 R : radius, m  
 t : time, sec  
 T : temperature, K  
 u, v : mass average fluid velocity m/s  
 x, y, z : rectangular coordinates, m

## SUBSCRIPTS

a : adiabatic  
 c : condenser  
 d : length of condensate film  
 e : evaporator  
 fg : latent heat  
 l : liquid  
 v : vapor  
 w : wall

## GREEK LETTERS

$\delta$  : thickness of condensate film, m  
 $\mu$  : viscosity, kg/s · m  
 $\nu$  : kinematic viscosity, m<sup>2</sup>/s  
 $\rho$  : mass density, kg/m<sup>3</sup>  
 $\omega$  : revolutions per minute

## I. 서 론

산업사회가 대형화 되면서 열부하가 증대되고 복잡한 연쇄기구로 변화함에 따라 에너지회수 또는 냉각 문제는 중요한 위치를 차지하고 있다. 특히 증기 및 가스터어빈 익(翼)설계에 있어서 터어빈 효율, 열응력에 따른 냉각 문제는 필수적이다.

터어빈익의 냉각은 일반적으로 대류법, 충돌(impingement)법, 응축법등이있으나, 회전차(rotor)의 고속회전에 따른 원심하중의 가중과 고온 충격에 따른 재질성문제 때문에 과거부터 더욱 효과적인 냉각방법이 연구되어 왔다.

최근 열교환장치로 각광을 받고있는 히이트파이프는 작동유체의 잠열을 적은 온도차이로서 증발부에서 증발하여 응축부에 전달하는 고양도성(高良導性) 전열소자(素子)이다. 일반적으로 구동적인 히이트파이프의 분류는 원심력을

이용한 회전식과 모세관법에 의한 비회전식으로 나눈다. 회전식 히이트파이프는 비회전일때보다 수배의 전열효과를 갖고 있다고 보고<sup>1)</sup> 되고 있으며 용도에 따라 다양한 구조를 갖고 있다<sup>2-4)</sup>.

터어빈몸체의 구조는 회전차(rotor)에 익(翼)이 고정된 상태로 되어있다. 만약 터어빈의 수를 무한이라고 가정할때 단순 회전원판으로 생각할 수 있다. 따라서 히이트파이프의 특성을 이용하여 터어빈회전차와 회전축에 대응되는 회전원판과 관형(管形)히이트파이프를 결합한 복합된 회전히이트파이프의 모델로 전열특성을 고려해 보면 터어빈의 열설계에 유리하다.

복합된 히이트파이프는 응축부와, 증발부가 각각 다른 특징을 갖고 있으며, 구조적면에서도 응축부와 증발부의 직경비, 축길이비가 매우 다른 상태에서 고속으로 회전하면서 가열 및 응축이 연속적으로 이루어 지면서 열전달이 이루어진다. 또한 운전조건에 따라 응축부에서는 회전수에 따라 중력이 지배되면 방울(dropwise)응축이 형성되고 관성이 지배되면 막(film)응축이 형성된다. 증발부는 축직경에 비해 큰 회전원판을 갖게되므로 열부하와 회전수에 대해 작동유체의 액막두께 분포가 불안정하기 때문에 회전원판 외벽의 온도는 원주방향에 따라 증가되어 지고 이것은 전영역의 전열특성에도 영향을 미칠것으로 예측된다.

회전형 히이트파이프의 연구는 처음 1969년 Ball back<sup>5)</sup>에 의하여 이론 및 실험적 방법으로 작동 한계에 대해서 연구한 것이 있다. 그 이후 대부분 연구는 구조적, 작동유체에 대한 연구가 주축을 이루고 있다. 구조적인 측면에서 살펴보면 Chan<sup>6)</sup>은 회전형 히이트파이프와 모세관형 히이트파이프의 성능 해석을 해석적으로 비교 연구한 것이 있고 또 Daniels<sup>7)</sup>과 Edward<sup>8)</sup>는 회전형 히이트파이프내 불응축 가스가 존재할때 응축부 내의 벽온도를 해석적 실험적으로 연구한 것이 있다. 응축부 형상이 단순하고 경사진 상태에서 전열특성 연구는 maroto<sup>9)</sup>, Daniels<sup>10)</sup> 등의 실험적 연구가 있다. 그외 다수의 논문<sup>11-12)</sup>은 작동액막 두께, 작동한계 등의 논문이 있다.

지금까지 대부분의 회전형 히이트파이프의 연구는 원통형(圓筒形), 또는 관형으로 증발부 응축부가 축상에 일정하게 장치되어 있는 단순 모델로서 취급되어 왔다. 증발부를 회전원판으로 응축부는 나선형(螺旋形) 그루우브로 하여 회전시에는 작동유체의 유동이 더욱 원활하게 한다면 회전형 히이트파이프로써 매우 독특한 특징을 가질 것으로 판단된다. 증발부의 지름이 응축부보다 상당히 크고, 증발부의 원판의 사이 간격이 좁혀져 있을때 외부 입열에 따른 증발에 대한 응축부에서의 전열 특성의 연구는 터어빈 회전차를 모델로한 복합 히이트 파이프로의 제작에 도움을 줄 것이다.

본 연구는 터어빈의(翼)의 수를 무한으로한 증발부를 회전원판으로하고, 응축부를 나선형으로한 복합된 히이트파이프의 전열효과를 실험적, 해석적으로 연구한 것이다.

실험적연구는 회전수, 입열량에 대한 전열효과에 대해 고찰한 후 해석적방법으로 비교검토하여 타당성을 확인한다. 그결과 해석적 방법으로 증발부, 응축부의 액막특성, 전열효과에 대해서 검토한다.

## II. 이 론

### 1. 기본방정식의 경계조건

회전형 히이트파이프 해석모델을 Fig.1에 나타낸다. 증발부와 응축부의 열저항을 무시하고, 작동유체의 증발이 회전체내면에서 일어난다고 가정하여 전영역에 대하여 식을 쓰면 아래와 같다.

$$(\rho C) \frac{dT}{dt} = \frac{1}{1} \frac{\partial}{\partial r} (K_r \frac{\partial T_i}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial Z} (K_i \frac{\partial T_i}{\partial Z}) \quad (1)$$

$i=1,3$ 이며, 첨자1은 증발부, 2는 응축부, 3은 액막을 나타낸다. 증기영역에서는

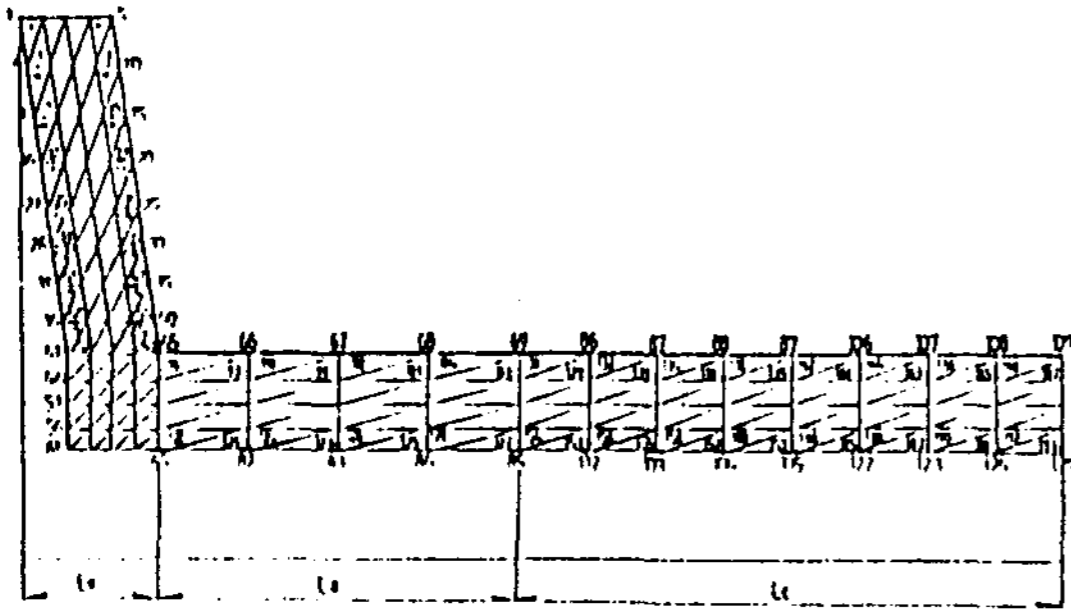


Fig. 1 Analytical model of heat pipe

$$(\rho C) = (\rho C)_v + (\rho C)_s \quad (2)$$

증발부, 단열부, 응축부에서 경계조건은 다음과 같다.

1)  $0 < Z < L_e$  (3)

$$q = \text{Cons.}, \quad -k_1 \frac{\partial T}{\partial r} = h_v(T_c - T_v)$$

2)  $L_e < Z < L_e + L_a$

$$\frac{\partial T}{\partial r} = 0$$

3)  $L_e + L_a < Z < L_e + L_a + L_c$

$$-K \frac{\partial T}{\partial r} = h_c(T_v - T_c)$$

$$Z = Z_c, \quad \frac{\partial T}{\partial Z} = 0$$

증기온도는 증기부와 응축부의 벽면 온도에 의존하여 다음식이 된다.

$$(mc)_v \frac{dT_v}{dt} = 2\pi R_e L_e K_e \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R_w} + 2\pi R_c L_c K_c \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R_w} \quad (4)$$

응축부에서 냉각수온도는 응축부의 외벽 평

균온도로부터 나타낸다.

$$(mc)_{cj} \frac{dT_{cj}}{dt} = 2\pi R_o L_c h_c (T_c - T_{cj}) - \rho_f v_f c_f (T_{cj} - T_{in}) \quad (5)$$

여기서  $(mc)_{cj} = (mc)_s + \rho_f c_f \pi (R_o^2 - R_i^2) L_c$  이다.

## 2. 액막두께 해석

Fig. 2는 응축부의 나선형 형상을 보여주며 벽의 두께가 얇으므로 벽의 곡선은 무시하여 평판으로 간주한다. 회전각속도  $\omega$ 로 회전할때 응축부의 응축액의 두께는 응축부의 온도에 의존하고, 막응축이라고 가정한다면 다음식으로 쓸수 있다.

$$\sum F_x = 0 = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{\partial P}{\partial x} + \rho \omega^2 (R - y) \cos \theta \quad (6)$$

$$\sum F_y = 0 = \frac{\partial P}{\partial y} + \rho \omega^2 (R - y) \sin \theta \quad (7)$$

경계식은 다음처럼 나타낸다.

$$x=0, \quad u=0 \quad (8)$$

$$y=\delta, \quad \mu \frac{\partial u}{\partial y} = 0$$

$$y=\delta, \quad P=P_v$$

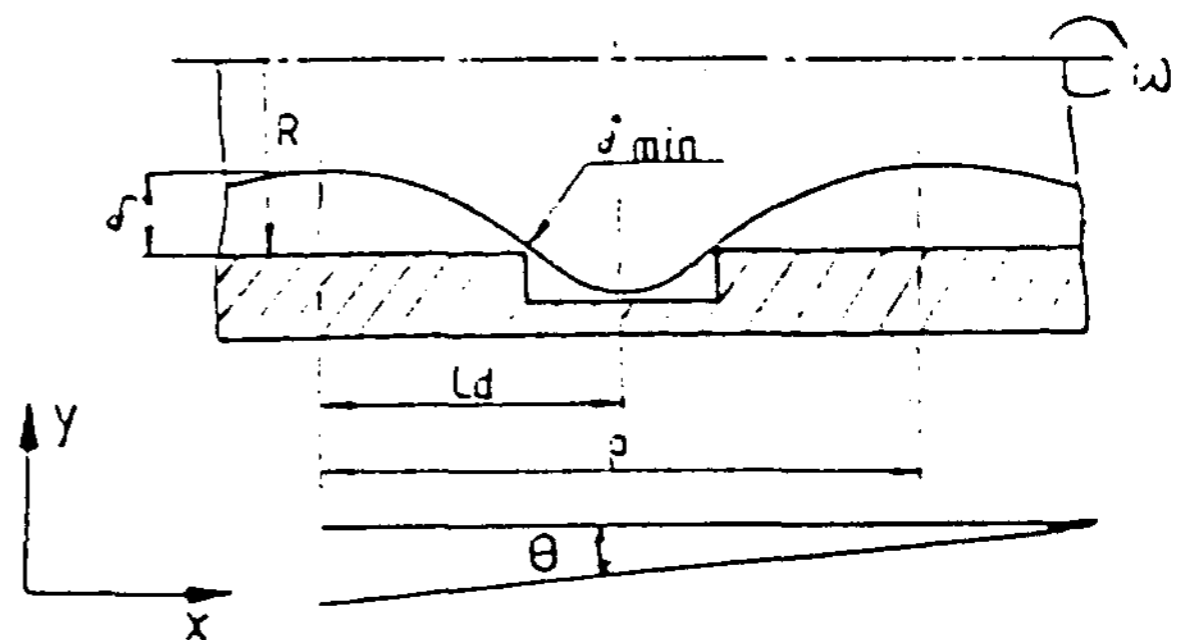


Fig. 2 Grooved shape of inside condenser

식(7)은 다음과 같다.

$$P = P_v + (\rho\omega^2 R(\delta - y) + \frac{\rho\omega^2}{2}(y^2 - \delta^2))\cos\theta \quad (9)$$

응축 벽면에 대해서 고려하기 위하여 식(8),(9)를 식(6)에 대입하여

$$\frac{\partial P_v}{\partial x} = 0 \text{라 두면 다음처럼 쓸 수 있다.}$$

$$U = \frac{1}{2\mu} \rho\omega^2 R(y^2 - 2\delta y) (\cos\theta \frac{\partial \delta}{\partial x} - \sin\theta) \quad (10)$$

응축액막은 식(10)과 식(8)의 경계식으로 부터 구한다.

$$m dx = d \left( \int_0^\delta \rho U dy \right) \quad (11)$$

$$x=0 \text{에서 } \frac{\partial \delta}{\partial x} = 0$$

$$x=L_d \text{에서 } \delta = \delta_{\min} \quad (12)$$

$$L_e + L_a < x < L_e + L_a + L_c \text{에 } q = \text{const.}$$

결국 국지적 응축액막은 응축부가 수평이므로 다음식으로 된다.

$$\delta(x) = \left\{ \left( \frac{6\mu q}{\rho^2 \omega^2 R h_{fg}^3} L_d^2 + \delta_{\min}^4 \right) \left( 1 - \frac{X^2}{L_d^2} \right) \right\}^{1/4} \quad (13)$$

여기서 응축부 평균 액막은 다음처럼 된다.

$$\bar{\delta} = \frac{1}{L_c} \int_{L_e+L_a}^{L_e+L_a+L_c} \delta(x) dx \quad (14)$$

식(13)은 Fig. 2의 응축부의 경우 흡의 경계를 포함한 응축액막의 두께로 나타낸다.

여기서  $\delta_{\min}$ 의 값을 구하기 위해 압력과 속도 항은 다음처럼 쓴다.

$$P = \rho\omega^2 R \delta, \quad u = \sqrt{\frac{q^2 L^2}{h_{fg}^2 \rho^2 \delta^2}} \quad (15)$$

따라서 전압력은 식(16)처럼 된다.

$$H = \delta + \frac{q^2 L^2}{2 h_{fg}^2 \rho^2 \delta^2 \omega^2 R} \quad (16)$$

$$\frac{\partial H}{\partial \delta} = 0 \text{이라 두면}$$

$$\delta_{\min} = \sqrt[3]{\frac{q^2 L^2}{\omega^2 h_{fg}^2 \rho^2 R}} \quad (17)$$

된다. 식(17), 식(13)에 대입함으로써 응축부 내의 응축액막을 구할 수 있다.

증발부의 액막두께는 식(10)에서  $\partial \delta / \partial x \ll \tan\theta$ 로 가정하고 증발부 벽면에서의 유동속도는 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$U = -\frac{1}{2\mu} \rho\omega^2 R(y^2 - 2\delta y) \sin\theta \quad (18)$$

증발부의 증발질량은 식(19)로 나타낼 수 있다.

$$m = \rho^2 \omega^2 R \delta^3 \sin\theta / 3\mu \quad (19)$$

결국 식(18)과 식(19)로서 증발 액막두께를 구할 수 있다.

### III. 수치해석

식(1)을 축 대칭 유한요소 해석식으로 나타내면

$$\left[ C \right] \frac{\partial \{T\}}{\partial t} + \left[ K \right] \{T\} + \{F\} = 0 \quad (20)$$

$$\left[ C^{(e)} \right] = 2\pi \rho C \int_A r^2 [T]^T [N] dA \quad (21)$$

$$\left[ K^{(e)} \right] = 2\pi \int_A r^2 [B]^T [D] [B] dv + 2\pi$$

$$\int_{s_2} rh[N]^T[N]dS \quad (22)$$

$$\begin{bmatrix} f \end{bmatrix} = 2\pi \int_{s_1} rq[N]^T dS - 2\pi \int_{s_2} rhT[N]^T dS \quad (23)$$

임의의 시간변화에 따른 온도의 변화는 초기 온도에 의해서 다음처럼 주어진다.

$$\begin{bmatrix} K \end{bmatrix} + \frac{2}{\Delta t} \begin{bmatrix} C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T \end{bmatrix}^{n+1} = \left( \frac{2}{\Delta t} \begin{bmatrix} C \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} K \end{bmatrix} \right) \begin{bmatrix} T \end{bmatrix}^n - \begin{bmatrix} F \end{bmatrix} \quad (24)$$

각 절점의 온도가 시간증분에 따라 변화하면 증기온도는 식(4)를 다음처럼 쓴다.

$$T_v^{n+1} = \frac{\left[ T_v^n + \frac{A_c}{2\pi R_e L_e K_e} T_{ipe}^{n+1} + \frac{A_c}{2\pi R_e L_e K_e} T_{ipc}^{n+1} \right]}{\left[ 1 + \frac{A_c}{2\pi R_e L_e K_e} + \frac{A_c}{2\pi R_e L_e K_e} \right]} \quad (25)$$

식(5)의 냉각수의 온도는 다음처럼 쓴다.

$$T_{cj}^{n+1} = T_{cj}^n + \frac{\Delta t}{(mc)} 2\pi r L_e h_c (T_{cn} - T_{cj}^n) - \rho_f V_f C_f (T_{cj} - T_{inn}) \quad (26)$$

여기서  $(mc)_{cj} = (mc)_s + \rho_f C_f \pi (R_{cj}^2 - R_o^2) L_e$  해석 결과를 다음처럼 정리한다.

$$Re = \rho \omega L^2 / \mu \quad (27)$$

$$Nu = h L_e / K_1 \quad (28)$$

$$R = 1/A(T_c - T_v) \quad (29)$$

$$\text{무차원 액막두께} = \delta(\omega/\nu)^{1/2} \quad (30)$$

수치해석은 Fig.1에 나타난 것과 같이 요소 192, 절점125, 밴드폭27로 했다. 요소 153-160, 185, 191은 응축부의 액막두께로 한다. 그리고 증발

부의 증기영역에 접한요소는 증발 액막으로하고 액막은 식(13)에서 계산한후 액막두께가 되도록 좌표변화 하도록 했다.

작동유체의 열전도율, 잠열, 밀도등은 온도의 함수로서 보간법에 의하여 구한다. 수렴조건은 각단계의 증기온도차가 증기의 평균온도에 대하여 0.005%이내이면 수렴된 것으로 했다.

#### IV. 실험

##### 1. 히이트파이프 제작 및 결합

본 연구에 사용된 복합 히이트파이프의 증발기와 응축기를 Fig.3에 나타낸다. 증발기의 재질은 가공이 용이하고 전열성이 높은 6-4 황동 ( $k=119W/mK$ ) 압연재가 사용된다. 증발기의 지름은 150mm이며, 회전축인 응축기는 동(銅)파이프로서 회전축상에 증기통로인 지름 8mm 구멍 4개와 귀환액체를 위한 3mm의 구멍 20개가 있다. 응축부내면에는 길이 150mm에 피치 6mm, 깊이 1mm의 오른 나선 홈가공이 되어있다.

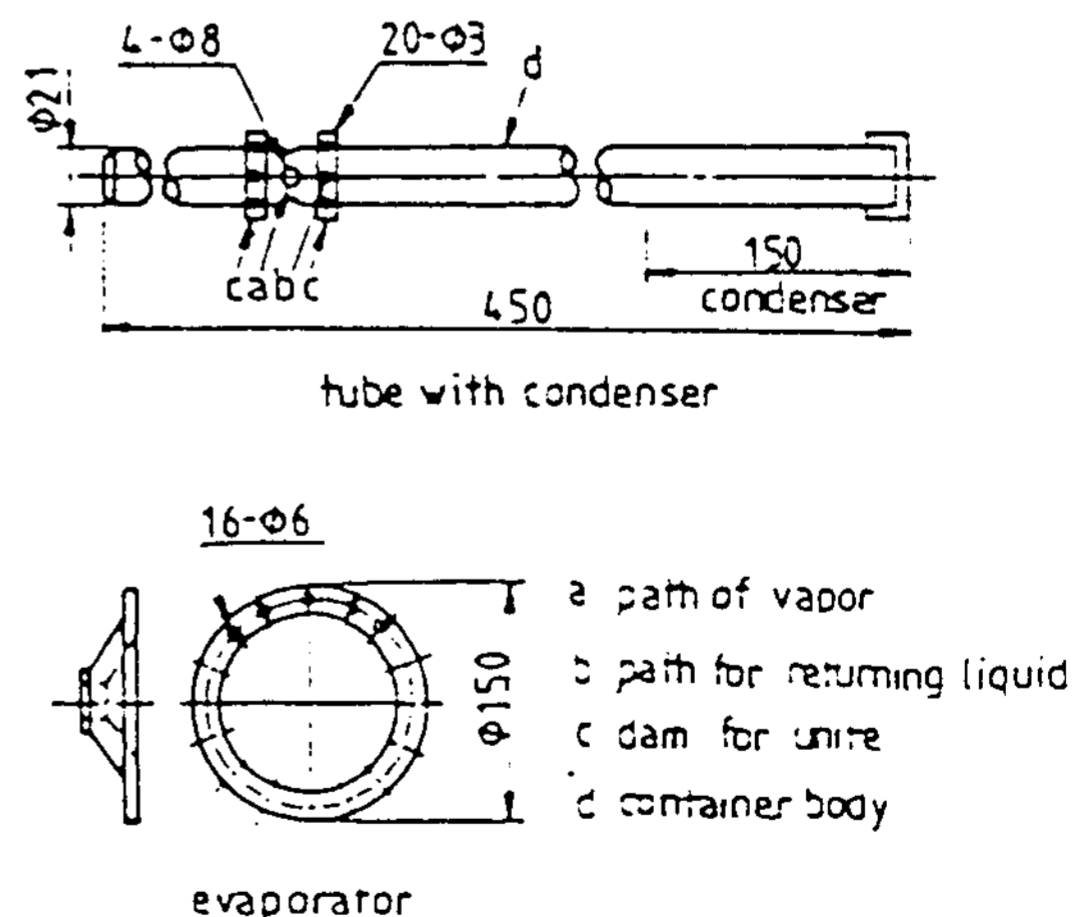


Fig. 3 Cross section of evaporator and condenser

Fig.4는 복합 히이트파이프의 증발기와 응축기가 결합된 상태이며 증발부, 단열부, 그리고

응축부로 나눈다. 각 부분에 번호를 붙인 곳은 열전대를 심은곳이며 화살표를 나타낸 것은 증발기에서 발생한 증기가 응축기에서 잠열을 전달한 후 다시 증발기로 순환되는 과정을 나타낸다.

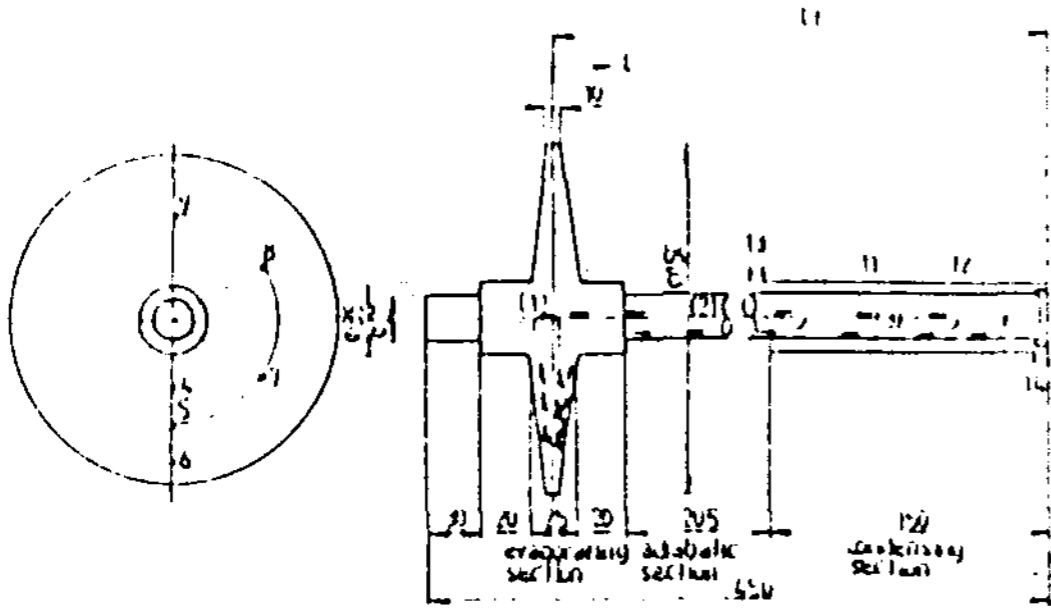
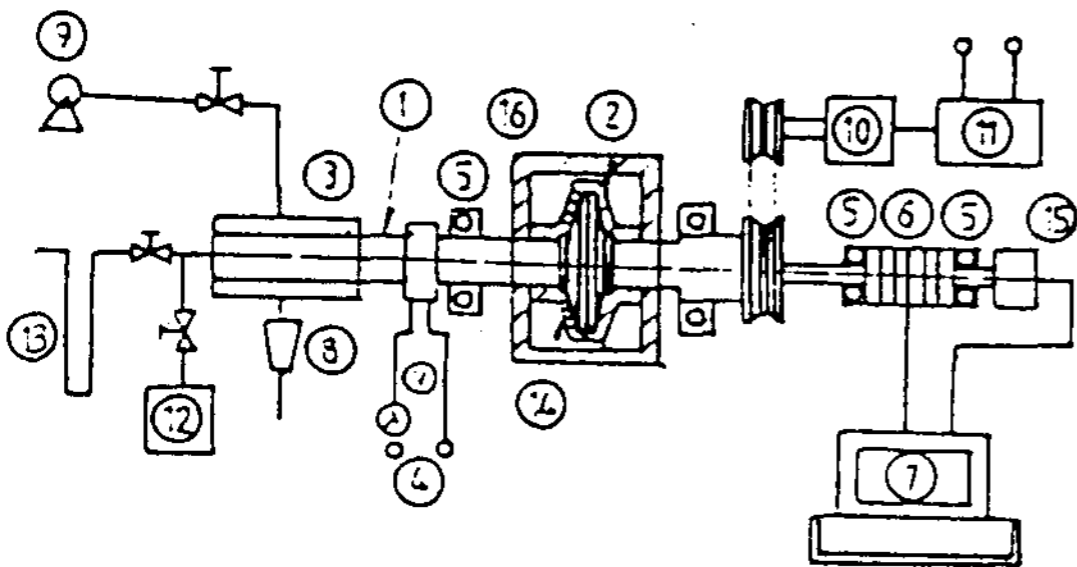


Fig. 4 Schematic diagram of geometry investigated

## 2. 실험장치

Fig. 5는 본 연구에 사용된 실험 장치를 나타낸 것이다. Fig. 4에서 체결된 히이트파이프 본체는 1로서 표시된다. 온도 측정은 7의 컴퓨터에 내



- |                       |                          |
|-----------------------|--------------------------|
| 1. Rotating heat pipe | 9. Water tank            |
| 2. Evaporator         | 10. Variable speed moter |
| 3. Condenser          | 11. Motor controller     |
| 4. Transducer         | 12. Vacuum pump          |
| 5. Bearing            | 13. Manometer            |
| 6. Slip ring          | 14. Heater               |
| 7. Computer recorder  | 15. Counter              |
| 8. Flow meter         | 16. Adiabatic material   |

Fig. 5 Schematic diagram of experimental setting up

장된 온도 측정 카드(PCL-812)로서 하고 회전수는 15의 카운터로서 컴퓨터에 연결 계산 하도록 되어 있다.

## 3. 실험방법

온도측정은 C-C 열전대(직경 0.3mm)를 Fig. 4와 같은 위치에 1mm정도 깊이의 홈을 파서 감지부를 넣어 그 위에 같은 재질인 동분말에 강력 접착제로 접착하였다. 입력은 25W에서 200W까지 25W 간격으로 변화시키면서 히이트파이프의 각부분의 온도가 정상상태가 될때까지 실험을 계속하였다. 복합회전형 히이트파이프의 회전수는 0-500rpm으로 하였고 회전수의 측정은 컴퓨터로 하였다. 실험은 결합된 히이트파이프를 회전수와 입열량을 변화할때 증발부, 단열부, 응축부의 벽면온도의 응답을 측정하여 데이터로 한다.

## V. 결과 및 고찰

Fig. 6은 입열량이  $7.44 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ 인 경우 복합 히이트파이프의 회전수변화에 따른 무차원거리에 대한 벽면온도 분포를 실험적으로 나타낸 것이다. 응축부벽면의 온도는 무차원길이에 따라 약간 감소하는 경향을 나타내며 측정점 4, 5, 6은 증발부의 외벽 온도로서 4점은 5, 6점보다 다소 높게 나타남을 보여준다. 응축부및 증발부의 벽면과 증기의 온도차는 작동유체가 증발하거나 응축할때 생기는 액막두께에 의존한다고 생각한다. 회전수가 증가하면 식(13)에서 액막이 얇아져서 따라서 온도차는 작어지고, 회전수가 감소하면 증가하는 것으로 나타난다. 증발부의 4의지점은 응축액이 귀환하는 통로에 근접해있는 곳으로 이부근에서 다소의 증기건조가 있음을 알 수 있다. Fig. 7은 회전수가 300rpm 일때 입열량변화에 따른 벽면의 온도분포를 무차원길이로 표시한 것이다. 입열량이 증가하면 벽면의 온도는 증가하며 증발부의 벽면 4, 5, 6지점의 온도차는 입열량증가에 따라 더욱 증가함을 나타내고 있다.

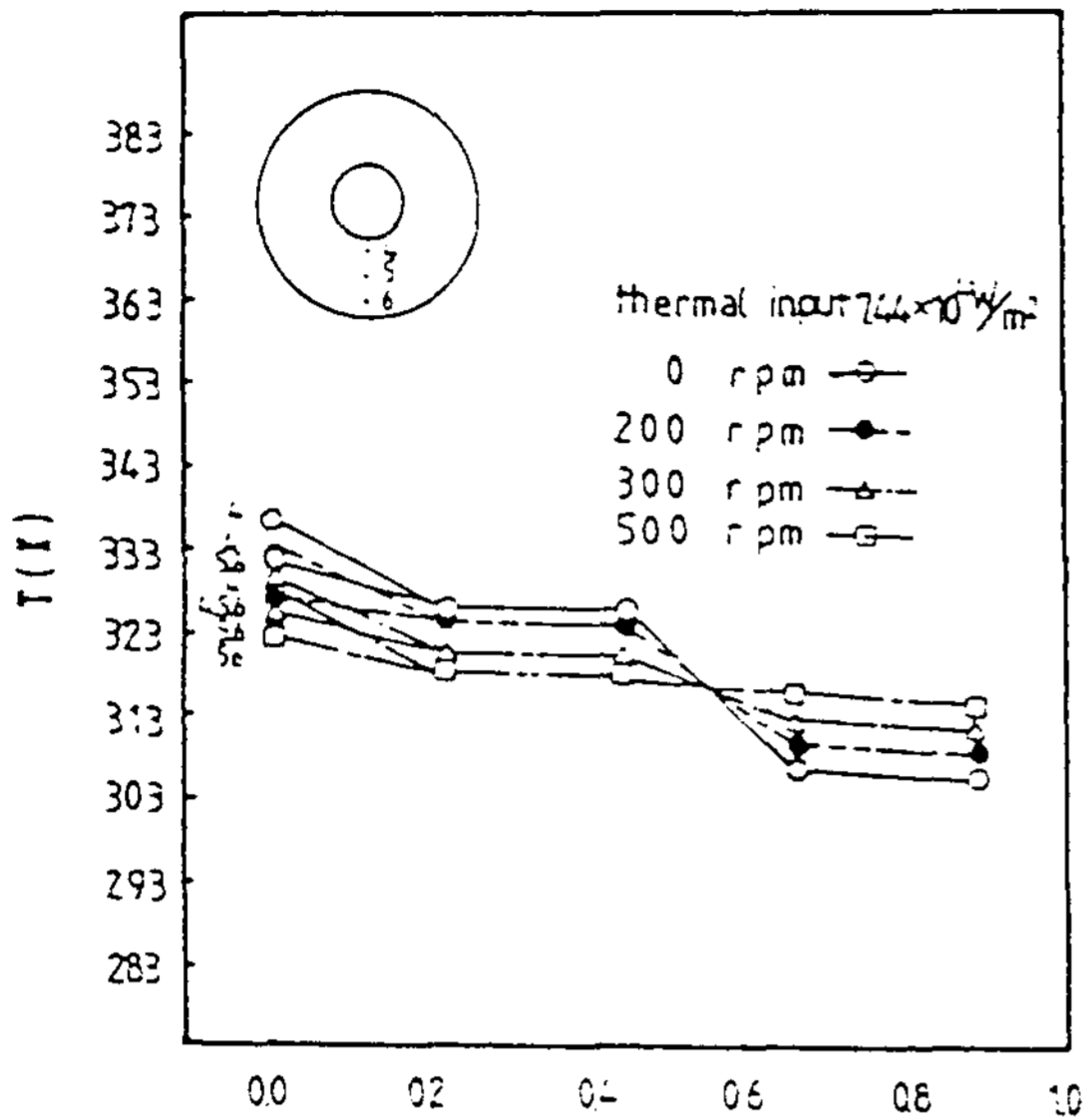


Fig. 6 Temperature distributions of heat pipe for various revolutions per minute

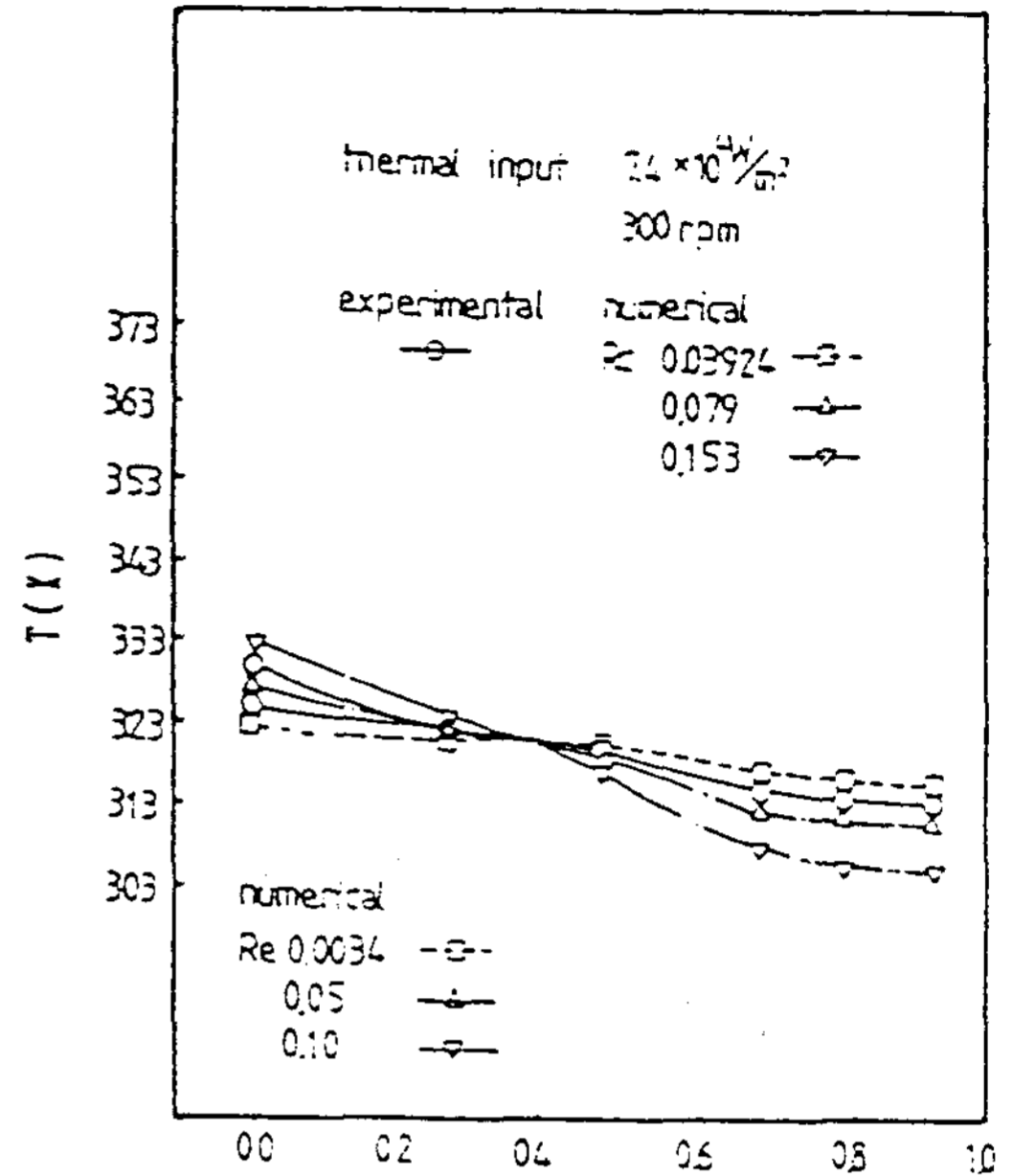


Fig. 8 Comparison numerical and experimental for temperature distributions versus dimensionless length

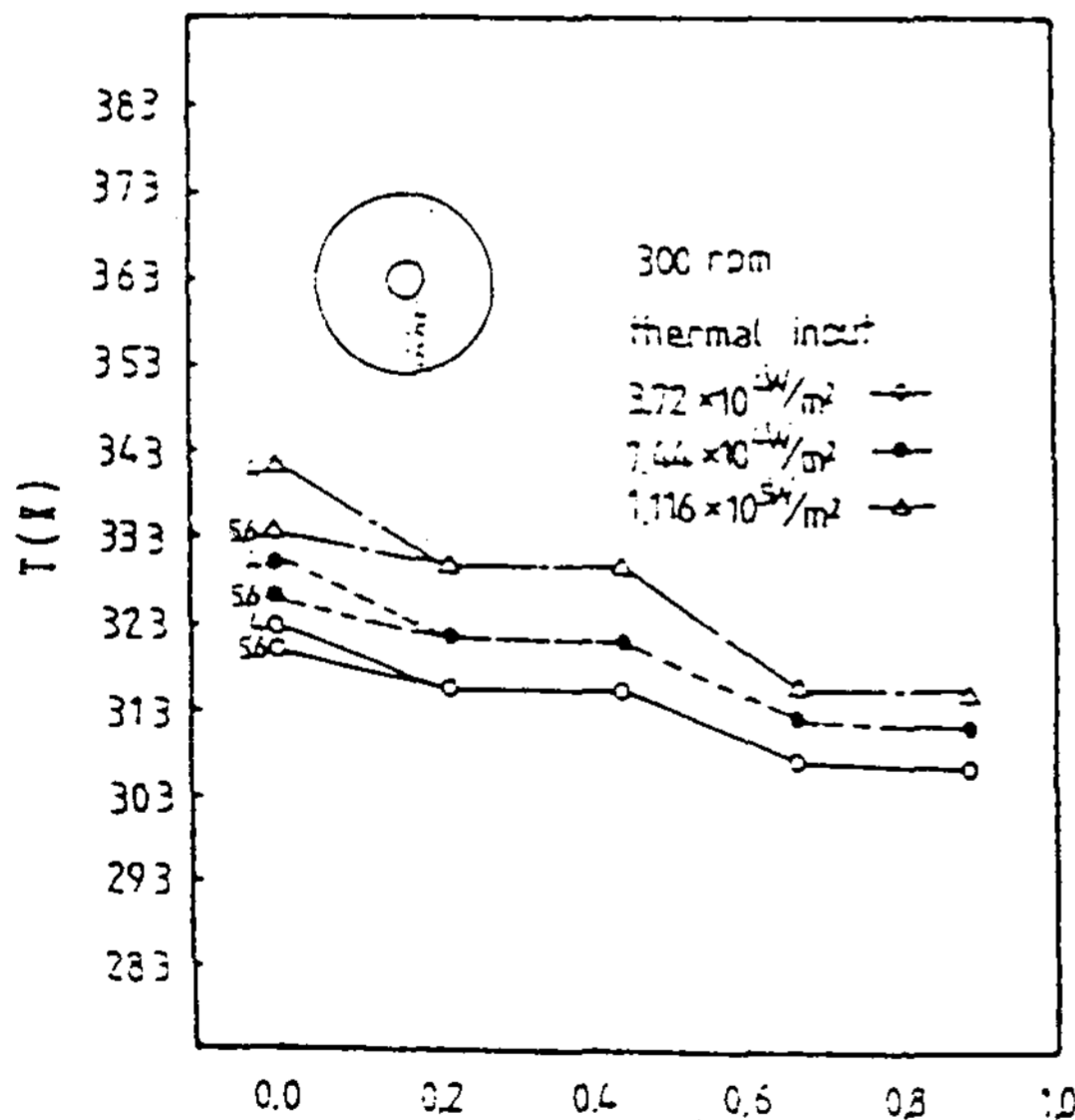


Fig. 7 Temperature distributions of heat pipe for various thermal inputs

Fig. 8은 입열량  $7.44 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ , 회전수 300rpm 일때 실험과 해석해를 비교 한것이다. 증발부의

측정점 4, 5, 6점은 해석해 열저항  $0.034 \text{ (K/W)}$ 보다 높으며  $0.10$ 보다 낮다는 것을 알 수 있다. 열저항이 높다는 것은 증발면내에 작동유체가 채워지지 않은 상태에서 연속적으로 가열함으로 증발부 외부와 내부의 온도차를 증가시키는데 사용되어지고 이때 온도차이는 열저항에 관여한다고 생각된다. Fig. 4에 보여주는 것처럼 작동유체가 응축부에서 증발부로 귀환할때 축상의 3mm 구멍을 통하게 되는데 이때 작동유체는 4의 지점이 젖지않는 상태가 되므로 이 부분에서는 항상 일정한 증기건조가 지속됨을 알 수 있다.

응축부에 있어서 온도분포는 응축부벽면에서는 완만하게 감소하고 있으며 응축부에서 벽면과 증기부와 온도차이는 응축저항에 의존한다. 응축부의 증기상태는 항상 응축부에 채워진 상태로 응축되는데 응축상태와 응축벽면의 구조에 따라 응축저항값이 계산된다. 응축상태는 응축액막식 (13)으로 나타내며 액막이 크면 열저항값이 증가하게 되고 열전달에 제한을 받는다 응



축벽면에서 나선홈이 있는 경우 응축된 작동유체는 홈을 향하여 진행하게 되는데 이때  $L_d$ 의 거리에 따라 액막두께가 결정되며, 작동유체종류, 회전수, 온도에 따른 작동유체의 물성에 의존하여 결정된다고 생각된다.

Fig. 9는 입열량이  $1.116 \times 10^5 \text{W/m}^2$ , 회전수 300 rpm 경우 증발부 응축부의 벽면온도분포를 무차원 길이에 대해서 나타낸 것이다. 그 경향은 역시 Fig. 8과 유사함을 보여준다.

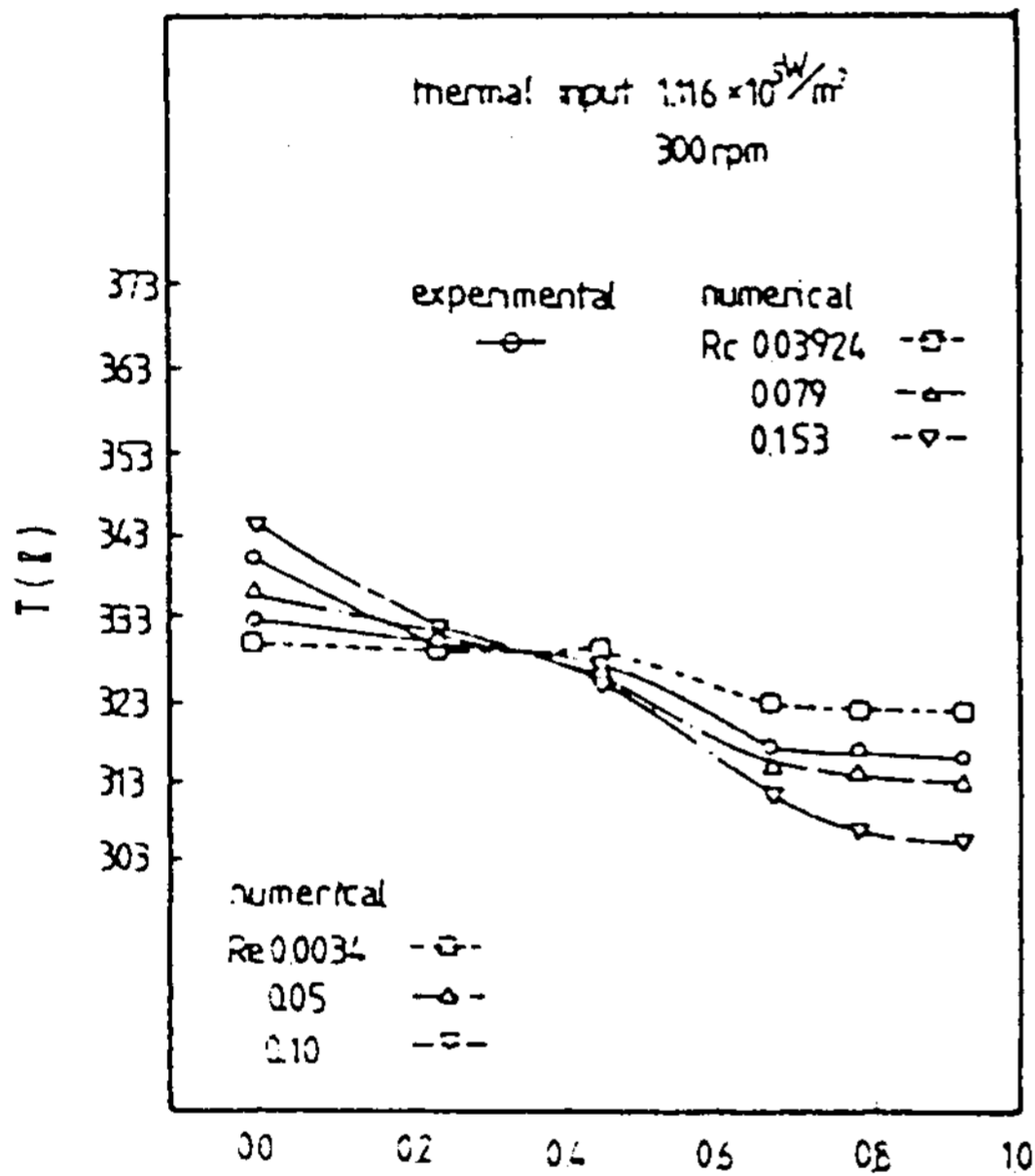


Fig. 9 Comparison numerical and experimental for temperature distributions versus dimensionless length

Fig. 10은 복합 히이트파이프의 증발부벽면과 증기온도차를 해석해와 실험값을 회전수변화에 따른 입열량변화에 대해서 비교하여 나타낸다. 벽면과 증기의 온도차는 입열량이 증가하면 급속하게 증가하며 회전수가 증가할수록 증가하는 것을 보여준다.

실험과 수치해석값의 비교는 실험범위에서  $1 \sim 2^\circ\text{C}$ 의 차이가 있지만 그 경향은 비교적 유사한 변화를 나타낸다. 여기서 비교값의 약간의 차이는 증발부내부는 응축부로부터 귀환된 작동유체가

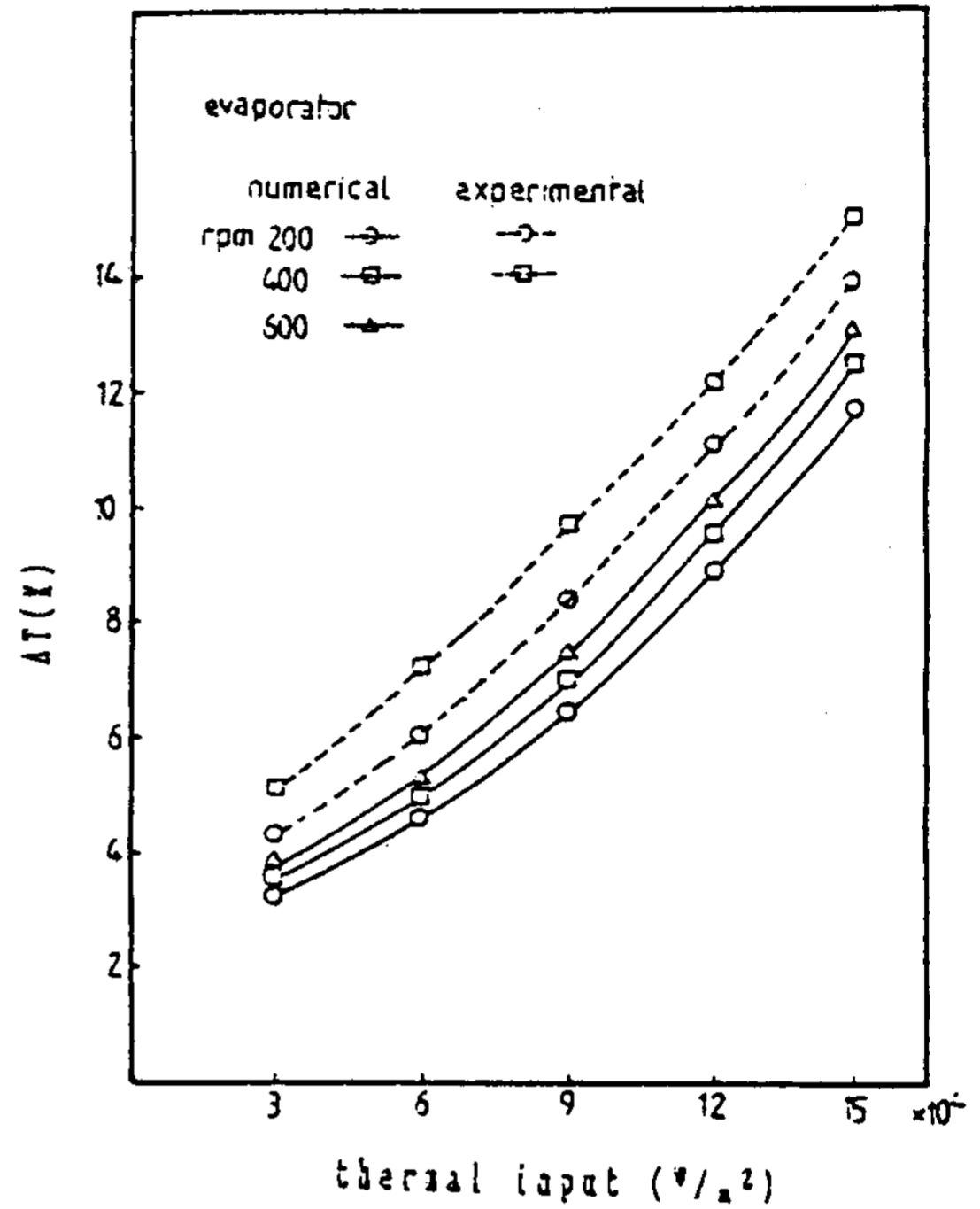


Fig.10 Comparison numerical and experimental results on the evaporator

항상 최적의 액막으로 유지되어 외부입열에 대해서 증발되어야 하지만 회전기구의 귀환 특성 때문에 부분적 증기건조가 일어나며 이때 국지적으로 열저항이 증가되므로 외벽과 증기온도차는 이론치보다 약간 높게 나타난다고 생각되어진다.

Fig. 11은 증발부에서 증발된 작동유체의 증발잠열을 응축부에서 회수될때 응축부 외벽과 증기의 온도차를 회전수 변화에 따른 입열량에 대해서 나타낸 것이다. 입열량이 증가할수록 온도차는 증가하며, 회전수가 증가하면 감소하는 경향을 보여준다. 실험과 수치해석 값의 비교는 범위내에서  $2 \sim 5^\circ\text{C}$ 정도의 차이를 보여준다. 이 온도차이는 응축외벽 온도 측정시에 열전대가 응축외벽에 흐르는 냉각수에 지나치게 노출될때 이론치보다 다소 높게 나타날 수 있다고 생각된다. 그러나 실험 범위내에서 같은 경향을 보여준다.

Fig. 12는 복합 히이트파이프에서 작동유체가

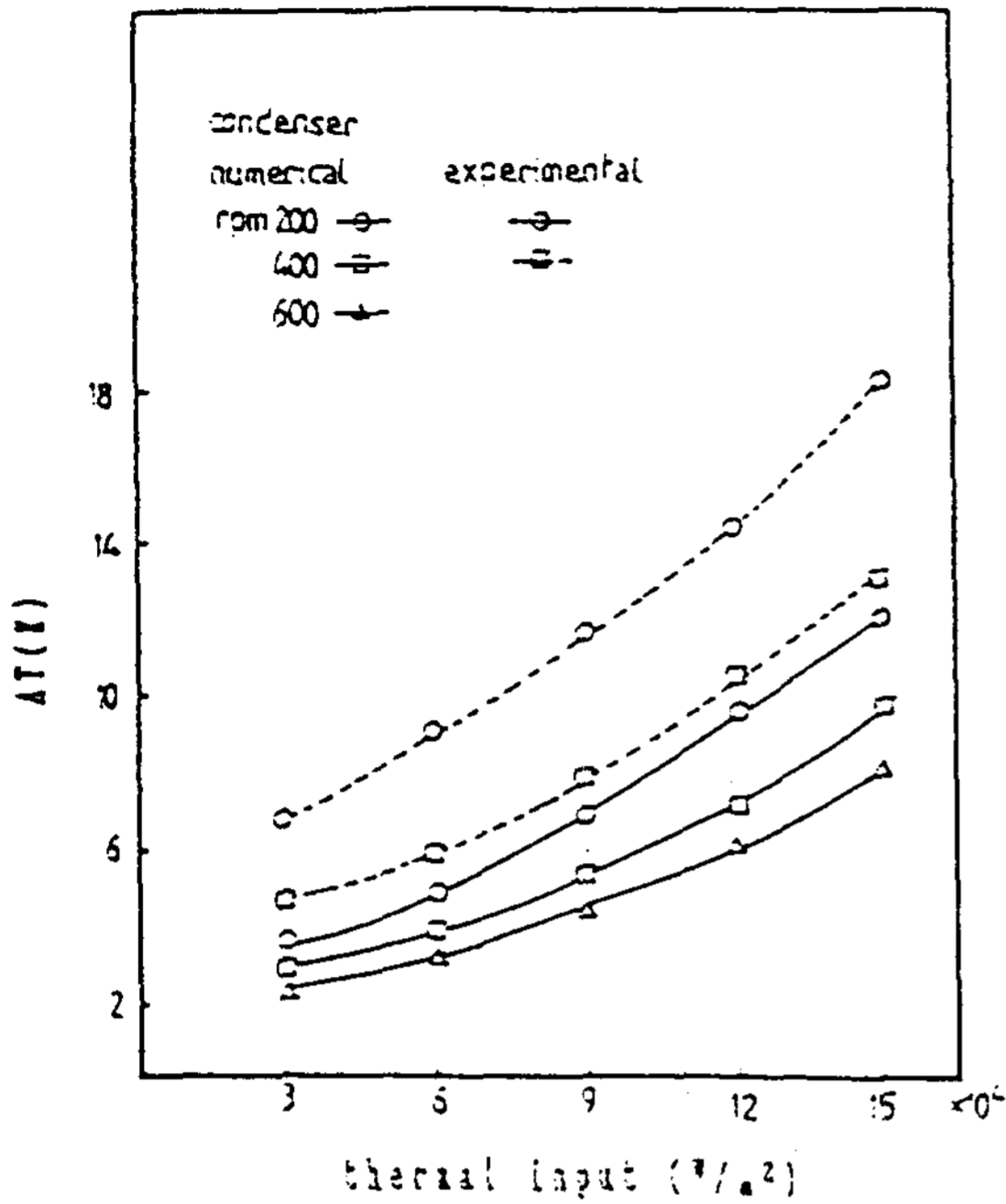


Fig. 11 Comparison numerical and experimental results on the condenser

증발부에서 응축부까지 유동하는 동안 전체의 열저항을 무차원 응축액막두께에 따른 Re에 대해서 나타낸 것이다.

Re가 증가할수록 열저항은 감소하며 무차원 응축액막두께가 증가할수록 열저항은 증가함을 보여준다. 이것은 Re와 무차원 응축액막두께가 관계하고 있음을 알 수 있고 열저항에 미치는 인자를 구분하면 증발부, 증발액막두께, 응축부, 응축액막두께로 생각할수 있는데 계산값에 의하면 입열량이  $1.116 \times 10^6 \text{ W/m}^2$ , 회전수 400rpm일때 응축액막저항은 0.069(k/w) 증발부저항은 0.0031, 증발액막저항은 0.0007, 응축부저항은 0.0004순으로 나타나며 다른 입열량, 회전수에 대해서도 유사한 경향이다. 이때 응축부의 응축액막두께는 원판모델을 가진 회전 기구의 전열에 가장 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

따라서 응축액막 두께를 계산한다는 것은 복합 히이트파이프의 전열특성을 이해하는데 도움이 된다고 판단된다.

Fig. 13은 Pr변화에 따른 Re변화에 대한 무차원

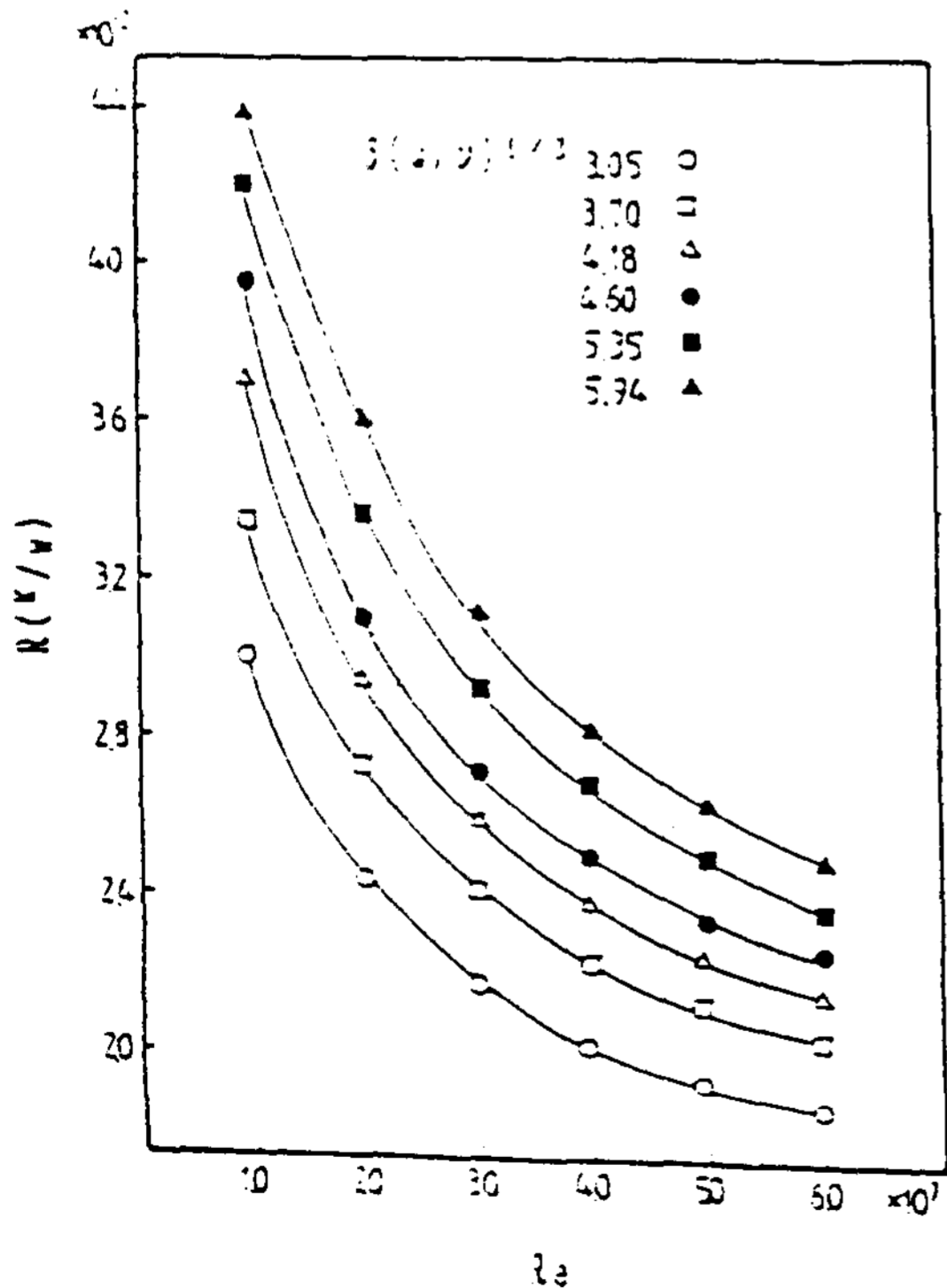


Fig. 12 Resistance versus Re number for dimensionless thickness

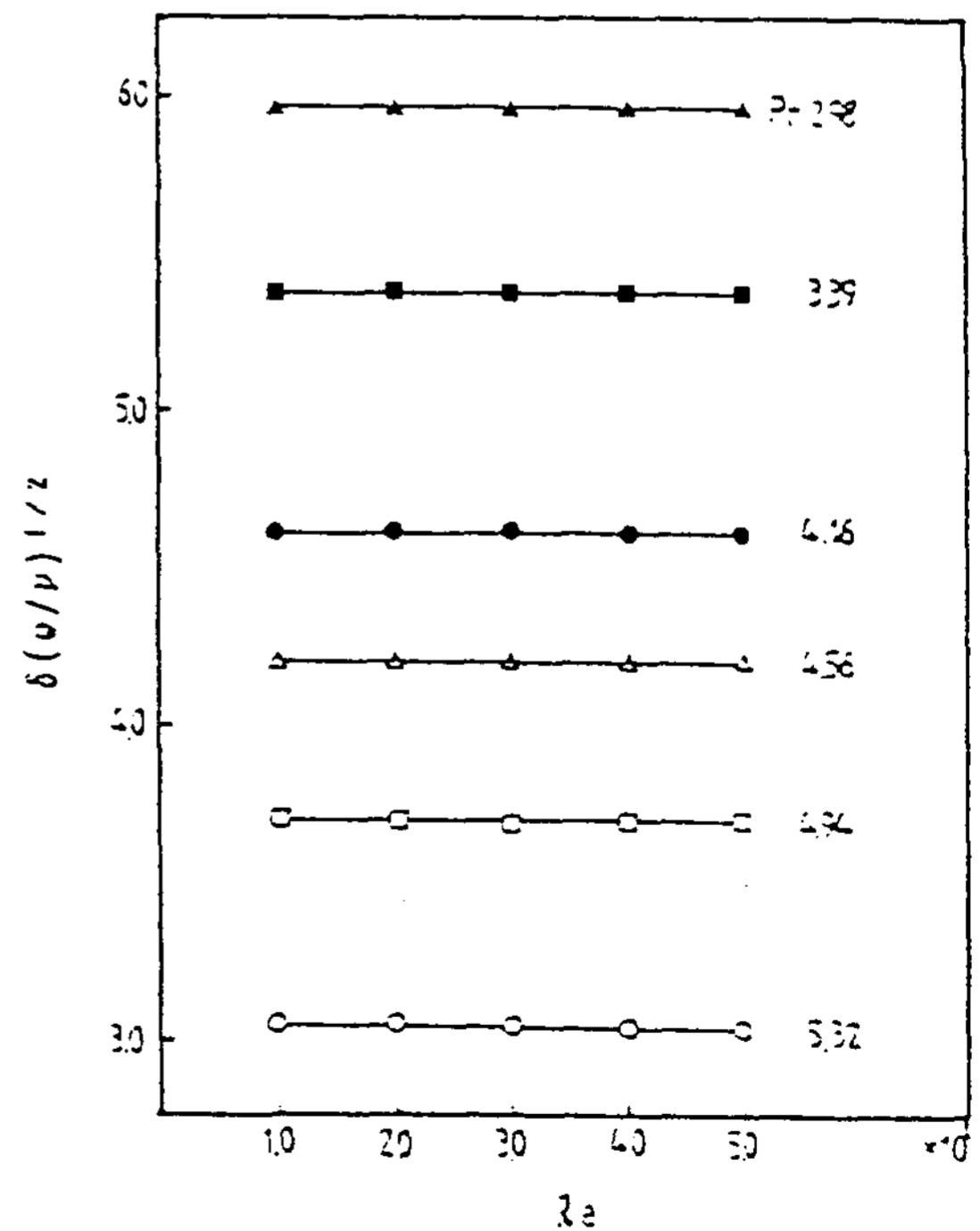


Fig. 13 Dimensionless thickness versus Re number of Pr number

응축액막두께를 나타낸 것이다. 무차원 응축액막두께는 Re에 관계없이 항상 일정 값으로 보여주고 있으나, Pr에 대해서는 Pr가 증가하면 무차원 응축액막두께는 감소하는 경향을 나타낸다. 수치해석의 각 변수는 증기온도에 의존한 온도의 함수로서 변화하며 증기온도가 증가하면 Pr는 상대적으로 감소하게 된다.

어떤 Pr에서 Re에 대한 무차원 응축액막두께는 항상 일정한 상수값을 가지며 이것은 다음식으로 나타낸다.  $\delta(\omega/\nu)^{1/2} = C$  식에서  $\delta$ 는  $\omega^{-1/2}$ 에 비례함을 알 수 있다.

Fig. 14는 복합 히이트파이프의 무차원 응축액막 두께변화에 따른 Re에 대한 Nu를 해석해와 참고문헌과 비교한 것이다. Nu는 참고문헌보다 높은 값을 나타내며 Re가 증가할수록 Nu는 증가하였다. Re가 증가할때 Nu의 증가폭은 해석해와 참고문헌이 유사한 경사를 갖고 있음을 알 수 있는데 이는 타 논문인 경우 수평으로된 관형인 경우에 제한하고 있다. 본 논문에서는 응

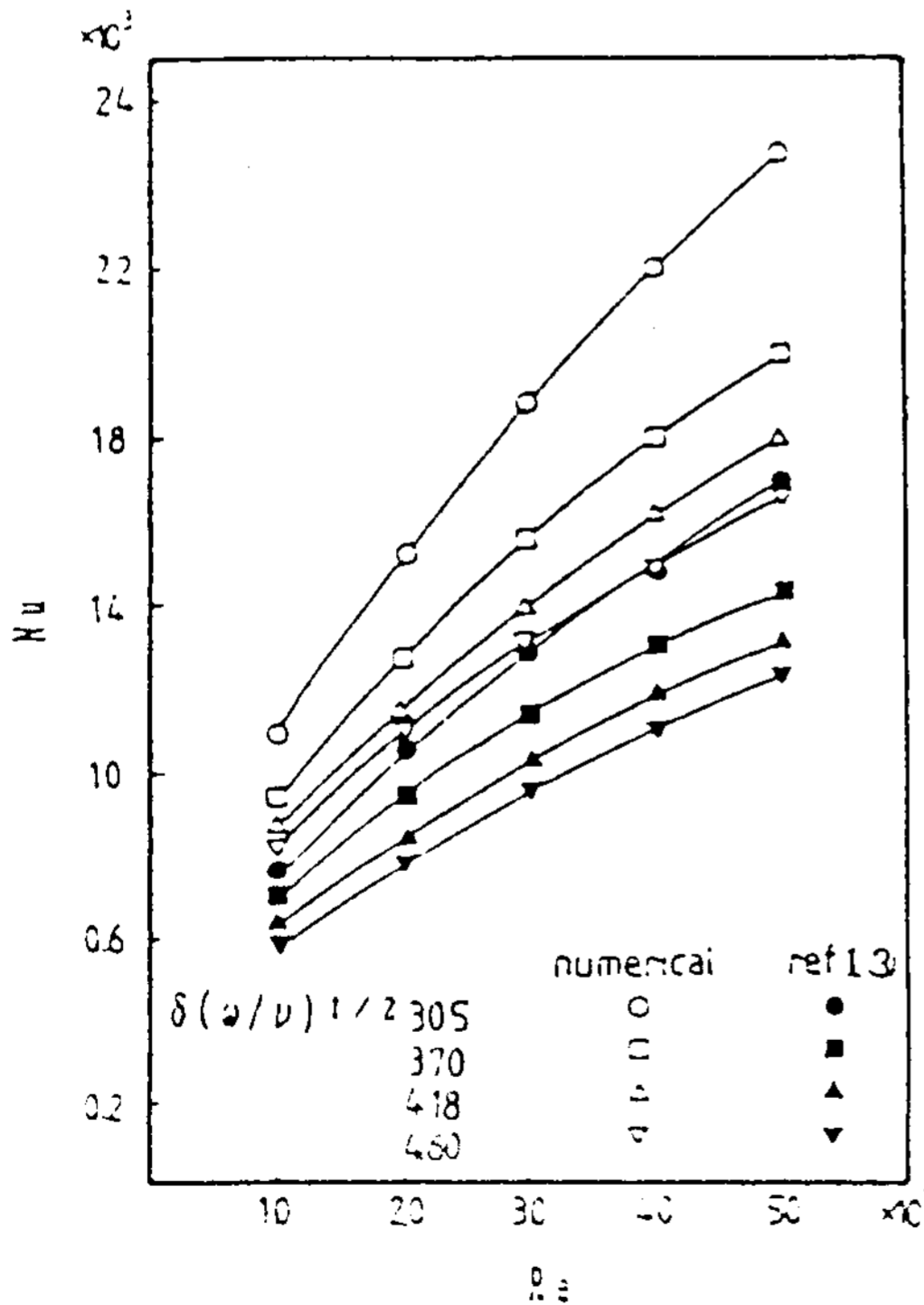


Fig. 14 Comparison numerical and reference for Nu number versus Re number

축부에 피치 6mm 나선홈에 의한 영향으로 응축액막두께가 최소화 하도록 되어 있다. 여기서 나선응축면을 갖는 응축부의 열전달 개선점을 타논문으로서 검토할 수 있었다.

Fig. 15는 증발부에서 회전수와 Pr변화에 따른 Re변화에 대한 Nu를 나타낸 것이다. Nu는 Re, 회전수가 증가할수록 증가하면 pr가 증가할수록 증가하는 경향을 보여준다. 전 구간에서 Nu는 응축부의 값과 비교하면 유사한 기울기를 가지고 있으나 그 값은 10배이상의 높은 값으로 나타낸다. 증발부의 형태는 축에 대해서  $\theta$ 의 각도를 결합된 원판이므로 벽면에 따라 유동하는 액막의 속도를  $\theta$ 의 함수로 본다면 수평인 경우보다 대단히 큰 값을 가진다고 볼 수 있다.

따라서 질량유량이 일정할때 증발액막 두께는 응축액막 두께 보다 매우적은 값으로 나타난다. 동일 회전수에서 증기의 온도가 높을수록 액체의 열전도율이 증가함으로 Nu는 증가 한다고 판단된다.

Fig. 16은 응축부의 Nu를 Re와 무차원 응축

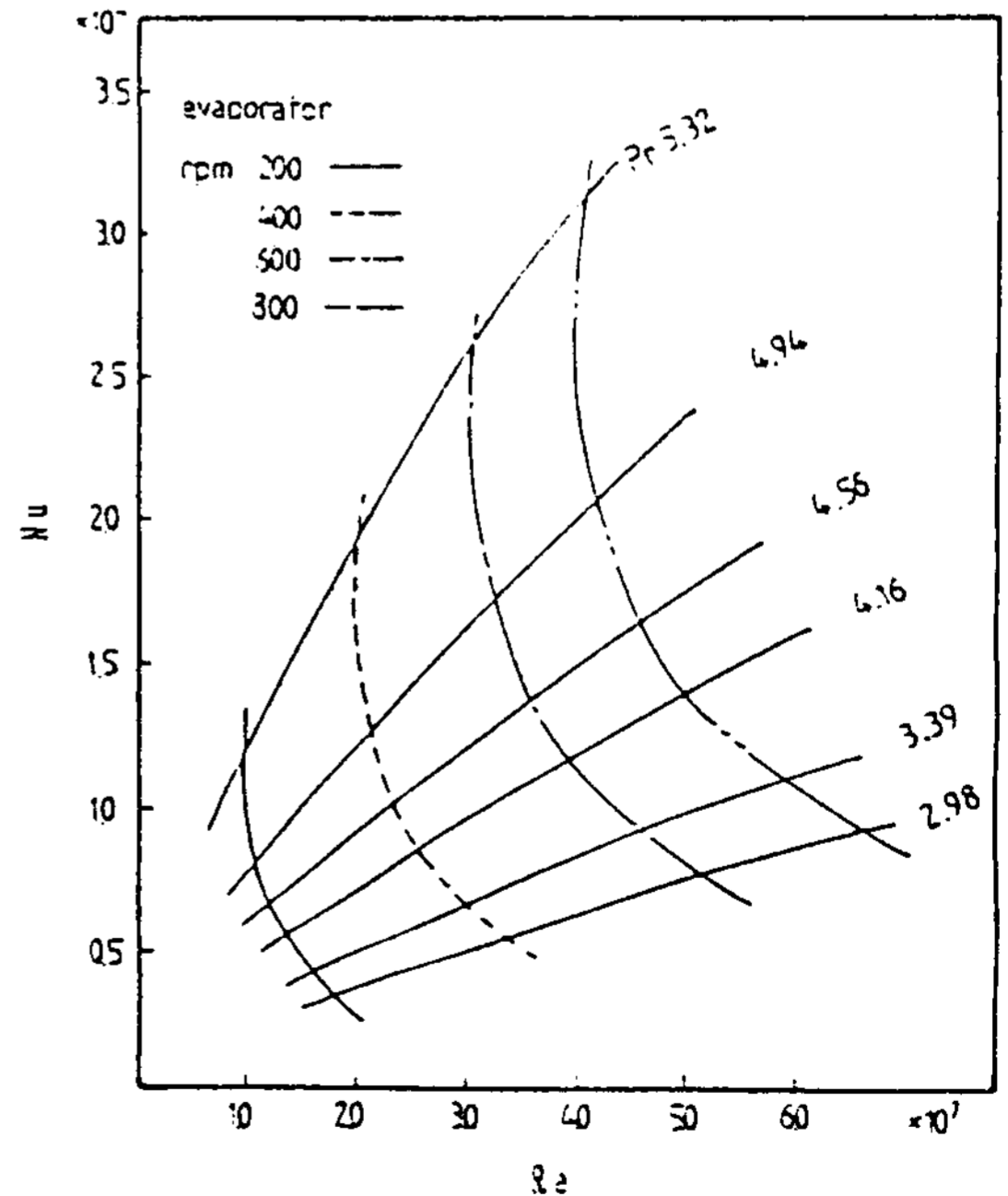


Fig. 15 Nu number versus Re number for Pr number various revolutions per minute

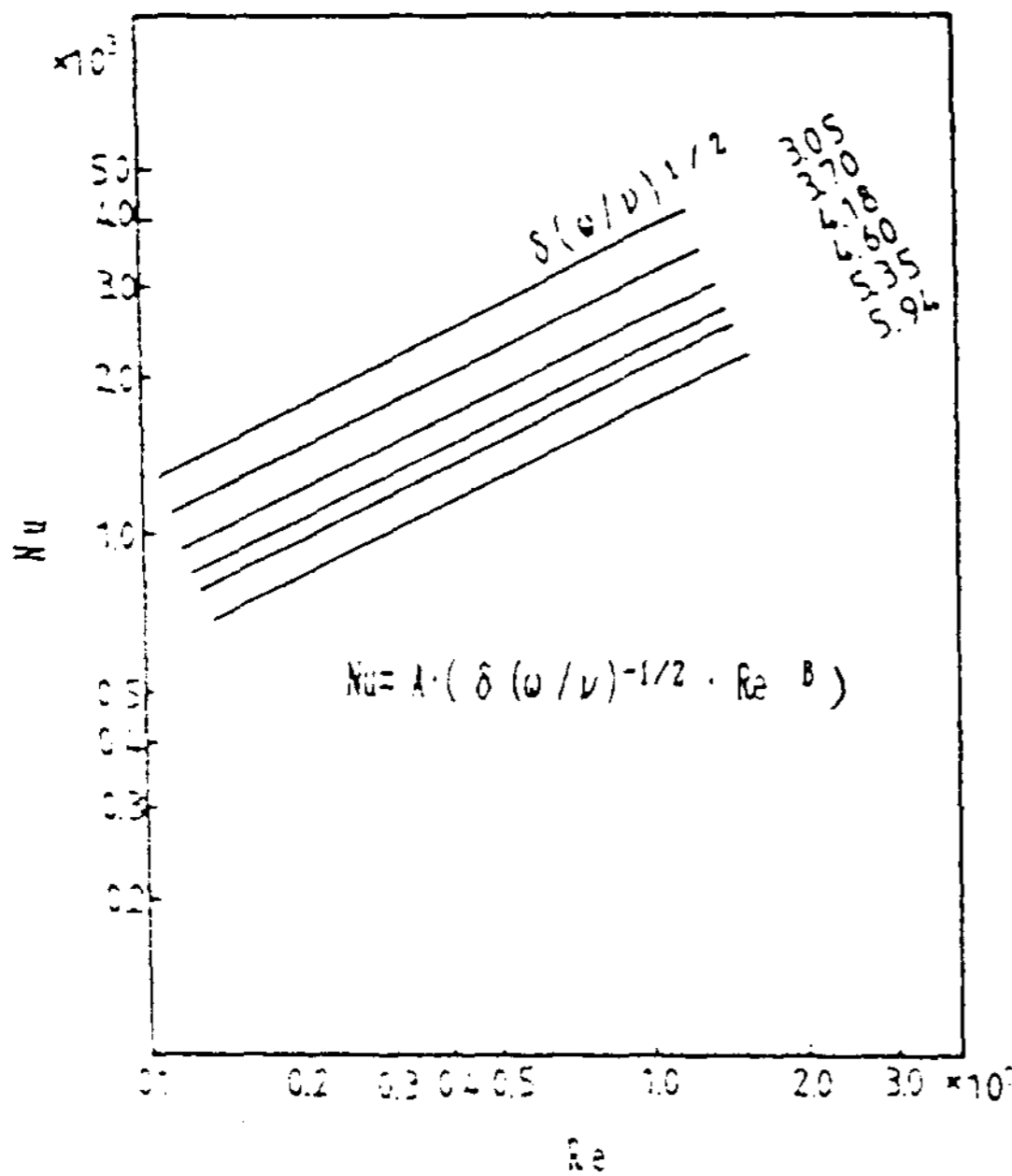


Fig. 16 Nu number versus Re number for dimensionless thickness

액막두께에 대해서 로그-로그 좌표에 나타낸 것이다.

Nu는 Re에 대해 비례하여 증가함을 보여준다. 따라서 다음식을 쓸 수 있다.

$$Nu = a Re^B \quad (31)$$

여기서 B는 로그 좌표의 기울기이며, a는 Nu 축의 절편값이다. B의 값은 무차원 응축액막두께에 따라 구하여 평균을 취하면 0.5025의 값으로 나타났다. B의 값을 식(31)에 대입하여 a의 값을 무차원 응축액막두께에 따라 구하면 다음식으로 나타낸다.

$$a = A \cdot (\delta(\omega/\nu)^{1/2})^{-1.006} \quad (32)$$

결구 식(31)과 식(32)에서 다음식을 구할 수 있다.

$$Nu = 0.963(\delta(\omega/\nu)^{-1/2} Re^{0.5025}) \quad (33)$$

결국 응축부의 Nu는 무차원 응축액막두께, Re의 함수이며 식(33)으로 나타낼수 있음을 보여준다.

## VI. 결 론

터어빈 회전차를 모델로한 복합회전형 히이트파이프의 응축부와 증발부의 전열특성을 실험적, 해석적으로 비교 검토한 결과 다음의 결론을 얻었다.

1. 해석결과는 실험값에 비해 복합히이트파이프 전영역에서 같은 경향을 보였으며, 해석결과로서 터어빈회전차의 전열특성을 고찰할 수 있었다.
2. 복합 히이트파이프의 가장 큰 열저항은 응축부의 액막두께이며 응축액막에 대한 해석결과는 회전차모델의 전열에 가장 큰 영향을 보였다.
3. Pr가 일정할때 Re에 대한 무차원 응축액막두께 값은 일정하게 나타나며 무차원 응축액막두께와 회전수 역수의 제곱근은 비례한다.
4. 응축부, 증발부의 Nu는 무차원 응축액막두께, Re의 함수이며,  $Nu = A \cdot (\delta(\omega/\nu)^{-1/2} \cdot Re^B)$ 처럼 나타낼 수 있었다.

## 후 기

이 논문은 1991년 교육부 지원 한국학술진흥재단의 자유공모과제 학술연구 조성비에 의하여 이루어졌으며 동재단의 관계제위께 감사의 뜻을 전한다.

## REFERENCE

- 1) S.S.Kwon, Y.S.Jang, B.W.Yoo, "An experimental study of the rotating heat pipe with a dished evaporator", Solar Energy, Vol.12. No. 3. pp.116-125, 1992

- 2) P.J.Marto, L.L.Wagenseil, "Augmenting the condenser heat-transfer of rotating heat pipe", *AiAA Journal*, vol.17, No.6, pp.647-652, 1979
- 3) B.R.Babin, G.P.Peterson, "Steady state modeling and testing of amicro heat pipe" *J. of heat transfer*, Vol.112, pp.595-603, 1990
- 4) M.G.Semena, Yu.A.Khmelev, "Hydrodynamic region of a liquid in a smooth-walled rotating heat pipe", *Zh. Fiz. Khim.*, Vol. 44 No. 1 pp.766-774, 1982
- 5) L.J.Ball back, "The Operation of a rotating, wickless heat pipe", M.S.Thesis, California, 1969.
- 6) S.H.Chan, Z.Kanai, W.T.Yang, "Theory of a rotating heat pipe", *Journal of Nuclear Energy*, Vol. 25, pp.479-487, 1971.
- 7) T.C.Daniels, N.S.Al-Baharnah "Temperature and heat load distribution in rotating heat pipes". *AIAA Journal*, Vol. 18, No.2. pp.202-207, 1980.
- 8) D.K.Edwards, and B.D.Marcus, "Heat and mass transfer in the vicinity of the vapor-gas Front in a gas loaded heat pipe" *Journal of Heat Transfer*, Vol. 94, pp.155-162, 1972
- 9) P.J.Marto, "An analytical and experimental investigation of rotating non-capillary heat pipes-final report" naval postgraduate school, monterey, Calif., NPS-59mX72111A, 1972
- 10) T.C.Daniels, and F.K.AL-Jumaily, "Investigation of the factors affecting the performance of a rotating heat pipe" *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.18, pp.961-967, 1975
- 11) J.T.Darkin, "Vaporization of water films in rotating radial pipes" *int. J.Heat Mass Transfer*, Vol.21 pp.1325-1332, 1978
- 12) D.G.Wilkins, L.A.Bromley, "Dropwise and filmwise condensation of water vapor on gold", *AiChe J.*, Vol.19 No.1, pp.119-123 1973
- 19A. Shimizu, S.Yamazaki, "An experimental study of helical guid-type rotatig heat pipe, TokyoNational Tech. pp.75-82, january 25, 1984
- 13) P.J.Marto, "Laminar film condensation on the inside of slender, rotating truncated cones", *Transactions of the ASME*, pp.270-272, 1973

## A Study on the Heat Transfer Characteristics in the Composite Heat Pipe as Modeling Turbine Rotor.

Kwon, Sun-Sok\* · Jang, Yeong-Suc\*\* · Yoo, Byung-Wook\*\*\*

\*Dong-A University

\*\*Kyung-Nam Junior College

\*\*\*Graduate School, Dong-A University

The purpose of this research is to study the characteristics of heat transfer in composite rotary heat pipe as modeled turbine rotating by a finite element analysis and experiment. Nu number, Re number, Pr number and dimensionless condensate layer thickness by thermal input and revolutions per minute were given as analysis factors. The comparison between calculated and experimental data showed similar tendency. Therefore the analysis method may be useful to predict the performance of composite heat pipe. The resistance on heat pipe showed the best effect of heat transfer by film condensation, by decreasing film condensation, the heat transfer rate from condenser was increased rapidly. The dimensionless condensate layer thickness according to Re number at given Pr number showed constant values, the dimensionless condensate layer thickness is proportionate to the square root of inverse of revolution number per minute. In this study  $Nu = A(\delta(\omega/\nu)^{-1/2} Re^B)$  is used to the convection heat transfer coefficient and  $A=0.963$ ,  $B=0.5025$  were obtained as analysis predicts.

## The Effect of Activator on the Photoconductive Characteristics of CdS Thin Film

전 춘 생 · 정 재 진

인하대학교 공과대학 전기공학과

인하대학교 대학원 전기공학과

### ABSTRACT

In this paper, the electrical characteristics of CdS thin films doped with a little of impurities(activators) are studied on wavelength(380-760nm), and temperature(120-360K).

These results are as follows.

1) The resistance of pure CdS thin film increases by annealing, and maximum response value of wavelength is shifted to the long wavelength.

2) The spectral responses of light are more sensitive in low temperature(160K) than in room temperature.