

## 물-에탄올 혼합물을 작동유체로 한 회전형 히트파이프의 전열 특성에 관한 연구

박 춘 근 · 전 철 호 · 서 해 성\*

동아대학교 기계공학과  
부산전문대학 자동차정비과\*

## A Study on the Heat Transfer Characteristics of Rotating Heat Pipe with the Water-Ethanol Mixture as Working Fluid

Choon-Kun Park · Chul-Ho Jun · Hae-Sung Seo\*

Dept. of Mechanical Engineering, College of Engineering, Dong A Univ.  
PUSAN Junior College\*

### 요 약

내부에 삼각형 핀을 갖는 회전형 히트파이프의 작동유체로 물-에탄올 2성분 유체를 사용하였을 때 Nusselt의 막응축이론을 기초로 하여 핀 및 그루브의 전열특성을 유한요소법에 의한 수치해석을 하였으며 또한 실험을 행하여 비교하였다.

히트파이프의 회전수가 증가할수록, 내부 증기압이 높을수록 전열량은 완만하게 증가하지만 에탄올 농도가 커질수록 전열량은 감소하였다. 그리고 순수 에탄올만을 작동유체로 하는 경우는 증류수만을 작동유체로 하는 경우의 전열량의 0.75~0.85 정도로 나타났다. 또한 에탄올 농도가 0.2전후에서 전열효과 및 작동온도 범위 등이 가장 유리하게 나타났다.

### ABSTRACT

Heat transfer characteristics of a rotating heat pipe have been studied numerically and experimentally with using water-ethanol mixture as working fluid. And triangular fins are attached inside the rotating heat pipe.

Experimental results generally agreed with numerical results.

According to increasing rpm and vapour pressure of the rotating heat pipe, the heat transfer rate increased. And also according to decreasing the concentration of ethanol, the heat transfer rate increased.

In the case of using the pure ethanol as working fluid, the heat transfer rate was about 80% of using distilled water.

The heat transfer rate and operating temperature difference of the rotating heat pipe was much influenced by ethanol concentration, and the optimum ethanol concentration was 0.2.

### NOMENCLATURE

$a_1$  : unknown constant  
 $b_1$  : unknown constant  
 $h$  : heat transfer coefficient(kW/m<sup>2</sup> K)  
 $h_{fg}$  : latent heat of vaporization(kJ/Kg)  
 $k$  : thermal conductivity(kW/m K)  
 $k_f$  : thermal conductivity of working fluid(kW/m K)  
 $L$  : length of condenser(m)  
 $L_x$  : distance from condenser base(m)  
 $M$  : mass flow rate of condensate(kg/hr)  
 $m$  : mass(kg)  
 $N_f$  : number of fins  
 $Q$  : heat transfer rate(kW)  
 $Q_o$  : heat transfer rate of distilled water at atm(kW)  
 $T_{sat}$  : saturation temperature(K)  
 $T_w$  : temperature of condenser wall(K)  
 $v$  : velocity of y direction(m/s)  
 $w$  : velocity of z direction(m/s)

$X$  : concentration  
 $x$  : coordinate along the condenser length  
 $y$  : coordinate perpendicular to fin surface  
 $z$  : coordinate along fin surface

### Greek

$\alpha$  : fin half angle(°)  
 $\delta$  : condensate film thickness of fin(m)  
 $\delta_o$  : condensate film thickness of groove(mm)  
 $\epsilon$  : local groove width(m)  
 $\rho$  : density of working fluid(kg/m<sup>3</sup>)  
 $\omega$  : angular velocity(rad/s)  
 $\phi$  : cone half angle(°)  
 $\mu_f$  : viscosity of working fluid(kg/m hr)

### Subscripts

$e$  : ethanol  
 $w$  : water

## 1 서 론

히트파이프는 열전달이 파이프 내에서 증발과 응축이 발생하여 그 잠열을 이용하여 열을 수송하는 원리이므로 증발부와 응축부의 온도차가 크지 않아도 다량의 열을 이동시킬수 있고 경량화할 수 있어 태양에너지의 흡수장치, 열교환기등에 널리 사용된다.<sup>1)</sup>

회전형 히트파이프는 1959년 Sparrow<sup>2)</sup>가 회전하는 디스크에 대하여 응축액막 두께를 이론적으로 해석한 후 Gray<sup>3)</sup>는 히트파이프의 용도별 새로운 형태의 회전형 히트파이프를 제안하여 비회전형 히트파이프의 열성능특성을 몇 개의 회전형 히트파이프에 응용하였다. 다수의

연구가 회전형 히트파이프의 응축부에서 액막 두께를 토대로 하는 경우로서 Marto<sup>4)</sup>는 응축부에서 응축액의 유동이 층류일때의 모델에 대한 열전달계수에 대하여 연구하였고, Marto, Wagenseil<sup>5)</sup>는 회전형 히트파이프의 테이퍼각, 작동유체등 구조적 측면에서 회전형 히트파이프 내부에 핀의 유무에 대한 연구 결과 핀이 있는 경우가 핀이 없는 경우보다 열전달계수가 100% 증가함을 밝혔다.

T.C.Daniel과 N.S.Al-Baharnah<sup>6)</sup>는 회전형 히트파이프내에 불응축가스가 존재할 때 응축부의 벽온도를 해석적으로 연구하였으며, 회전형 히트파이프의 열전달에 가장 큰 영향을 주는 것은 응축부에서의 응축한계로서 종래의 연구

는 이를 높이기 위하여 회전형 히트파이프의 구조적 측면에서만 연구가 진행되었는데 이들 모두 작동유체는 사용하고저 하는 온도에 적당한 단일 유체를 사용하였다. 그러나 단일 유체 일 경우 작동유체의 내부압력에 대한 포화온도가 결정되어지므로 히트파이프의 작동한계는 제한되어진다.

그러나 작동유체를 두 성분 이상으로 된 복합유체를 사용하고 두 유체가 화학적으로 반응을 일으키지 않고 가열, 냉각에 따른 물리적변화를 갖는다면 두 유체의 증발, 응축온도를 외부조건에 맞추어 조정할 수 있는 이점이 있게 된다.

히트파이프의 작동유체로 두 성분유체를 사용한 연구로서 C.L.Tien<sup>7)</sup>은 물-에탄올의 복합유체를 사용한 경우 전열특성을 이론적으로 규명하였으며, J.M.Baum<sup>8)</sup>은 스테인레스 히트파이프 내에 니켈 망사형 워를 넣고, 작동유체로 물과 에탄올을 넣어 물비에 대한 히트파이프 내부의 압력과 온도분포를 실험적으로 연구하였다.

그러나 이들은 모두 워구조를 갖는 히트파이프에 대한 전열특성을 연구하였으며 회전형 히트파이프에 대한 복합작동유체를 가지는 연구는 없다.

따라서 본 연구는 내부에 삼각형 핀을 가지는 회전형 히트파이프 내에 물-에탄올을 작동유체로 하였을때 회전형 히트파이프의 작동조건에 따라 전열특성을 수치해석과 실험으로 규명하였다.

## 2. 이론 및 수치해석

Fig. 1은 물-에탄올 혼합물의 상평형상태도를 나타낸다. 실제 물-에탄올의 상평형도는 에탄올의 농도가 큰 부분에 항등비등점이 존재하지만 그 이상의 농도에서 증기-액의 영역 loop이 작으므로 무시하여 Fig. 1과 같이 나타낼 수 있다.<sup>9)</sup>

여기서 히트파이프내의 작동유체의 초기 에탄올의 농도를  $X_1$ 이라 가정한다. 히트파이프가 열을 받으면 혼합물은  $T_1$  온도에서 증발하기

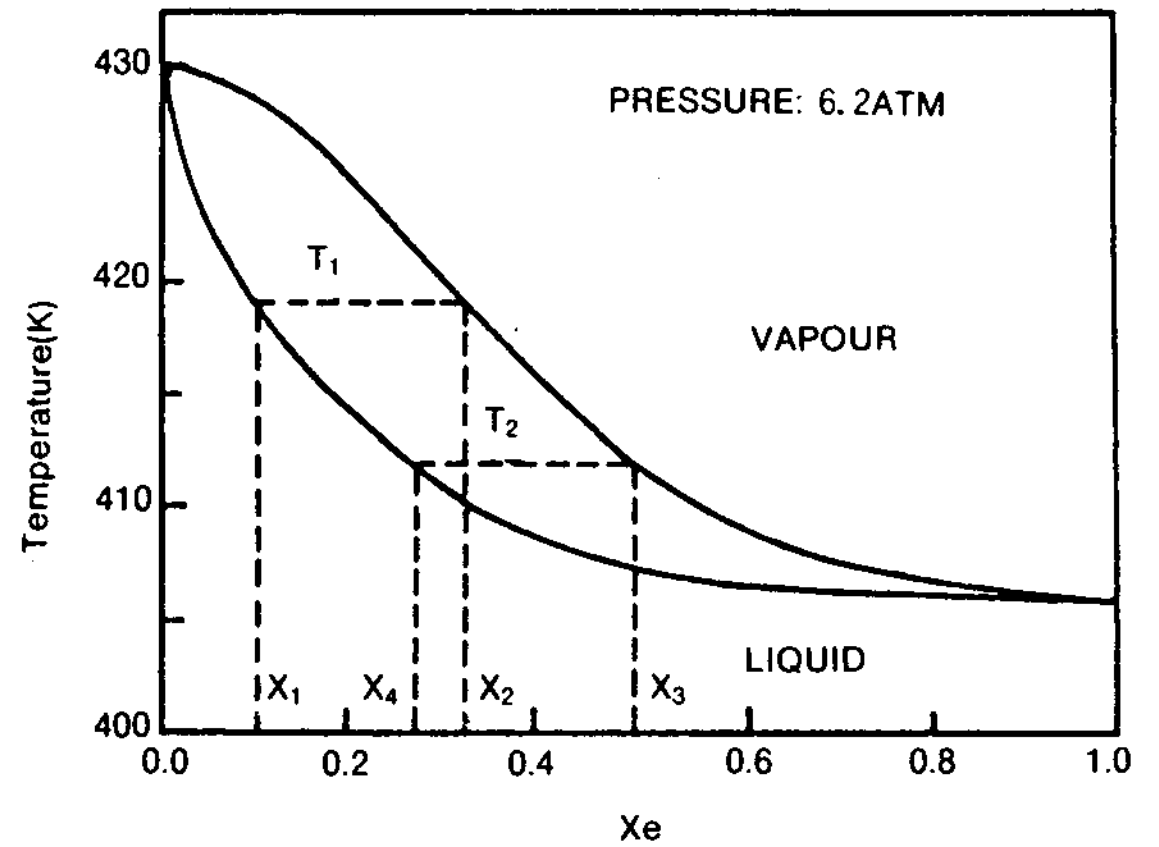


Fig.1 Phase diagram for water-ethanol mixture

시작하여 증기의 에탄올 성분은  $X_2$ 가 된다. 응축부에서는 증발부보다 낮은 온도  $T_2$ 에서 응축되므로 응축액의 에탄올 성분은  $X_3$ 로 높게 된다. 따라서 응축부의 온도에 따라 응축액의 에탄올 성분은 변하게 되며 응축부의 온도가 낮아짐에 따라 응축액의 에탄올 성분은 증가한다.

이때 응축액의 성분은 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$\rho_v X_v + \rho_w (1 - X_v) = M_1 / V_1 \quad (1)$$

또는

$$X_v = \frac{\rho_w - (M_1 / V_1)}{\rho_w - \rho_v} \quad (2)$$

여기서  $\rho_v$ 는 에탄올의 밀도,  $\rho_w$ 는 증류수의 밀도,  $X_v$ 는 에탄올의 농도.  $M_1$ ,  $V_1$ 은 각각 작동유체의 질량과 체적을 나타낸다.

Fig. 2는 회전형 히트파이프 응축부의 횡의 한 단면에 대한 형상과 응축액막 두께를 나타낸다.

그림에서 응축부 원추반각이  $\phi$ , 내부에 부착된 삼각형 핀의 반각을  $\alpha$ 로 하고 핀 경사면 방향을  $z$ , 핀 경사면에 수직방향을  $y$ , 핀의 길이 방향을  $x$ 로 좌표를 설정하였다. 회전형 히트파이프의 응축부에서 전열해석을 하기 위하여 다음과 같은 가정을 두었다.

즉 응축부 내부는 정상상태로 작동하고 응축부에서 응축액막 응축 형태이며 핀 경사면의 응축액은 핀 경사면을 따라 1차원 유동을 하고

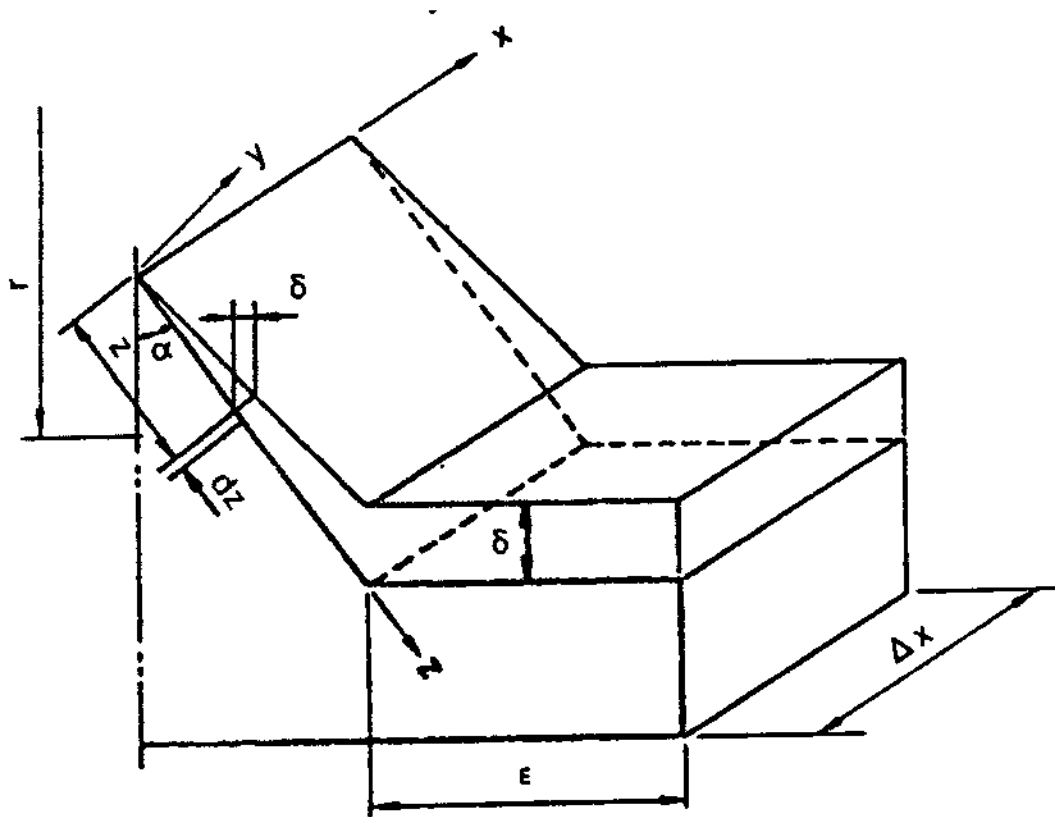


Fig.2 Fin geometry

응축부에서 기-액계면에서 전단력은 무시하며 응축액막 두께는 얇으므로 응축액막을 통한 전열은 1차원으로 한다. 따라서 흰 경사면에서 응축액의 운동량 방정식은

$$\rho_f (w \frac{\partial w}{\partial z} + v \frac{\partial w}{\partial y}) = F_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu_f (\frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}) \quad (3)$$

식 (3)에서 z방향 유동이 가속이 없고, 중력항 Fz를 무시하면

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = -\frac{1}{\mu_f} \rho_f r \omega^2 \cos \phi \cos \alpha \quad (4)$$

식 (4)를 적분하고 경계조건을 대입하면

$$w_{(y)} = \frac{1}{\mu_f} (\rho_f r \omega^2 \cos \phi \cos \alpha) (\delta y - \frac{y^2}{2}) \quad (5)$$

따라서 흰 경사면을 따라 유동하는 질량유량 M<sub>(z)</sub>는

$$M_{(z)} = \int_0^{\delta} \rho_f w_{(y)} dy = \frac{\rho_f^2 r \omega^2 \delta^3}{3 \mu_f} \cos \alpha \sin \phi \quad (6)$$

핀부분의 응축액은 모두 groove내에서 축방향으로 유동하므로 groove를 유동하는 전체 질량유량은

$$M_{tot(x)} = \frac{\rho_f^2 \delta_{0(x)} r \omega^2}{3 \mu_f} \sin \phi (\epsilon \delta_{0(x)} + \delta_{0(x)}^2 \tan \alpha) \quad (7)$$

핀 정점은 증기부에 노출되어 있으므로 Tsat와 같고 핀 표면 부분의 온도는 포물선형 분포라 하면 핀 정점에서 z위치의 온도는

$$T_{w(z)} = a_1 Z^2 + b_1 Z + T_{sat} \quad (8)$$

으로 되어 핀 부분의 응축액 두께는 다음과 같이 된다.

$$\delta_{(z)} = \left[ \frac{4k_f \mu_f (-a_1 \frac{z^3}{3} - b_1 \frac{z^2}{2})}{h_{fg} \rho \omega^2 \cos \alpha \cos \phi} \right] \quad (9)$$

따라서 핀 부분의 국소열전달계수는

$$h_{(z)} = \frac{k_f}{\delta_{(z)}} \quad (10)$$

또한 groove 부분의 국소열전달계수는

$$h_{(x)} = \frac{k_f}{\delta_{0(x)}} \quad (11)$$

로 된다.

Fig. 3은 회전형 히트파이프의 수치해석을 위한 flow chart를 나타낸다. 먼저 주어진 응축부를 축방향으로 100등분한 한부분에 대한 전열량을 구하기 위하여 주어진 초기온도로 미지상수 a<sub>1</sub>과 b<sub>1</sub>을 Lagrange interpolation<sup>10)</sup>에 의하여 구하고, 구해진 핀 벽면온도와 Tsat의 평균온도로 혼합작동유체의 물성치를 구한다. 첫부분의 groove 응축액 두께는 Sparrow가 제시한 Theory of rotating condensation에 의해 초기치로 설정한다. 핀 부분의 응축액 두께는 식(9)에서 계산되어진다. 따라서 식(10)과 식(11)에서 핀 부분의 열전달계수를 구할 수 있다. 계산되어진 열전달계수와 핀의 초기설정온도로 유한요소법에 의해 해석영역의 절점온도와 전열량을 계산한다.

계산된 절점온도를 다시 식(8)에 대입하여 a<sub>1</sub>과 b<sub>1</sub>을 새로 구하고 구해진 새로운 값으로 위의 과정을 다시 계산하여 비교하여 두 값의 차이가 수렴조건에 만족하면 다음 요소로 넘어간다. 축방향으로 증가되는 질량유동율은

$$\Delta M = 2 \frac{Q_i}{h_{fg}} \Delta x \quad (12)$$

에 의해 구해지고 이 값은 이전에 계산되어진 질량유동율에 점차 더해간다.

증가된 groove부분의 응축액 두께는 Newton-Raphson법<sup>11)</sup>에 의해 계산되어진다. 이렇게 증가되는 응축액 두께는 응축부 전체길이가 될때 까지 계산한다.

따라서 열전달량은

$$Q = 2N_f \sum_{i=1}^{N_g} Q_i \Delta x \quad (13)$$

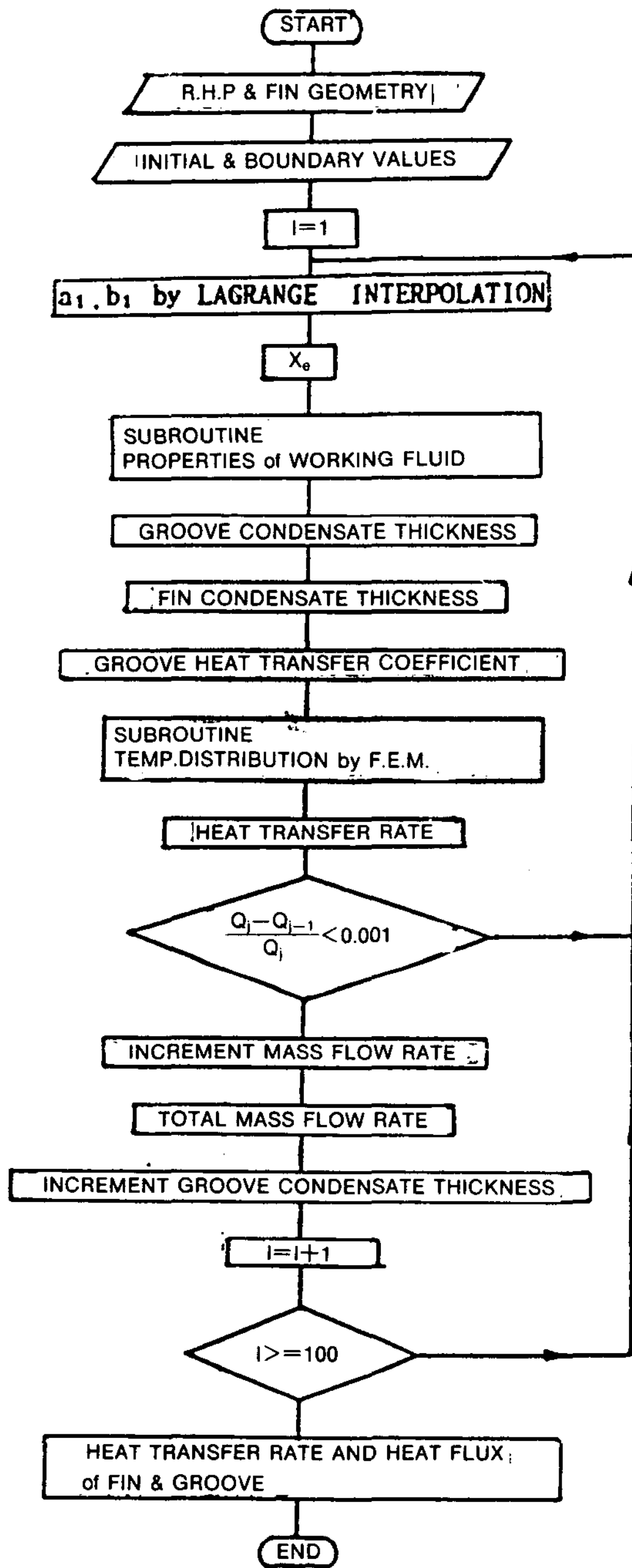
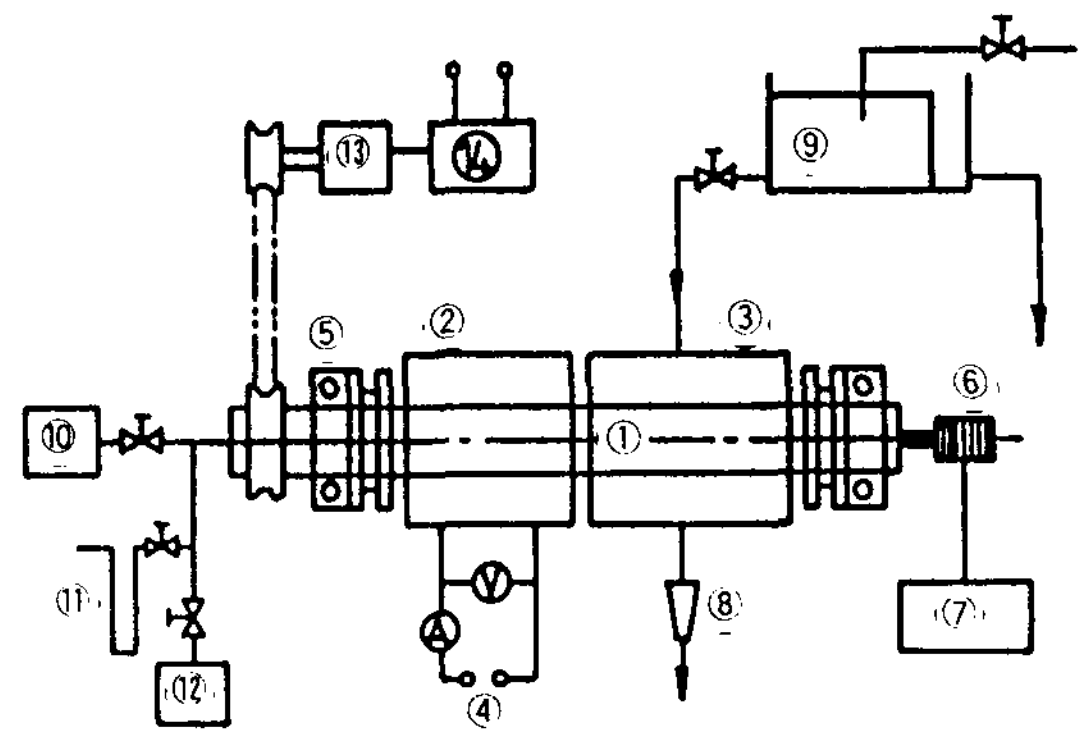


Fig.3 Flow chart

에서 구해진다.

### 3. 실험장치 및 방법

Fig. 4는 본 연구에 사용한 실험장치의 개략도



- 1. rotating heat pipe
- 2. evaporator
- 3. condenser
- 4. transducer
- 5. bearing
- 6. slip ring
- 7. data recorder
- 8. flow meter
- 9. water tank
- 10. working fluid vessel
- 11. manometer
- 12. vacuum pump
- 13. variable speed motor
- 14. motor controller

Fig.4 Schematic diagram of experimental apparatus

이고, Table 1은 회전형 히트파이프의 제원을 나타낸다.

회전형 히트파이프의 응축부는 길이 250mm이며 내부는 wire cutting machine으로 가공하였으며 증발부는 길이 250mm, 외경 50mm, 내경 42mm인 원통형으로 하여 응축부와 증발부는 은납땜

Table 1 Dimension of rotating heat pipe

Evaporator	
Length	: 250mm
Outside diameter	: 50mm
Inside diameter	: 42mm
Material	: brass
Condenser	
Length	: 250mm
Outside diameter	: 50mm
Diameter of base	: 40mm
Cone half angle	: 0.5°
Number of fins	: 16
Height of base fin	: 5mm
Fin half angle	: 15
Material	: brass

으로 접합시켰다. 응축부 단면쪽은 파이프 내부의 세척, 작동액의 주입 히트파이프 내부의 진공을 위하여 내경 5mm, 외경 10mm, 길이 75mm의 황동파이프를 용접하여 연결하였다. 회전형 히트파이프의 양 끝부분은 베이크라이트로 단열시켰고 이를 자동조심 베어링으로 지지하여 가변모터와 모터제어기로써 회전수를 조절하였다.

증발부 외주에는 600W의 벤드형 히터를 둘러싸고 이 주위에는 석면포로서 두께 50mm 정도로 감아 단열시키고 가열량은 전압조절기로서 제어하도록 하였다. 응축부에는 내경 250mm, 두께 15mm, 길이 250mm의 PVC 원통주위에 석면을 둘러싸서 단열시켰고 내부에 직경 10mm의 파이프를 길이방향으로 10mm 간격으로 1mm의 구멍을 뚫어 수조에서 공급되는 물로서 응축부를 냉각시켰고 냉각수량은 수두로서 조절하도록 하였다.

온도 측정은 크로멜-알루멜 열전대( $\phi = 0.3\text{mm}$ )를 회전형 히트파이프의 증기부에 1개, 증발부에 3개, 응축부에 4개, 냉각수 입구부와 출구부에 각각 1개씩 넣어 수온이 들어 있는 slip ring을 통하여 온도기록계(UCAM-5A)에 연결하여 측정하였다.

회전형 히트파이프는 완전히 세척한 뒤 잘 건조시켜 조립하고 진공펌프(로터리형, Ultimate vacuum :  $5 \times 10^{-4}$  torr, Masuda Seisaku사)로서 내부의 공기를 제거한 후에 작동유체로 증류수, 에탄올 및 에탄올의 농도를 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5로 변화시키면서 주입하였고 회전형 히트파이프의 회전수는 약 1000rpm, 1500rpm, 2000rpm으로 변화시키면서 전열량을 구하였다.

#### 4. 결과 및 고찰

Fig. 5는 회전형 히트파이프의 작동유체의 에탄올농도와 회전수 변화에 대한 전열량을 수치해석 결과와 실험결과를 비교한 것이다.

앞에서 열거한 여러 실험조건들로 부터 구한 전열량에서 열전달계수를 역산하여 수치해석을 할때 외부열전달계수로 입력하여 수치해석 결과를 구하였는데 실험결과와 수치해석결과가

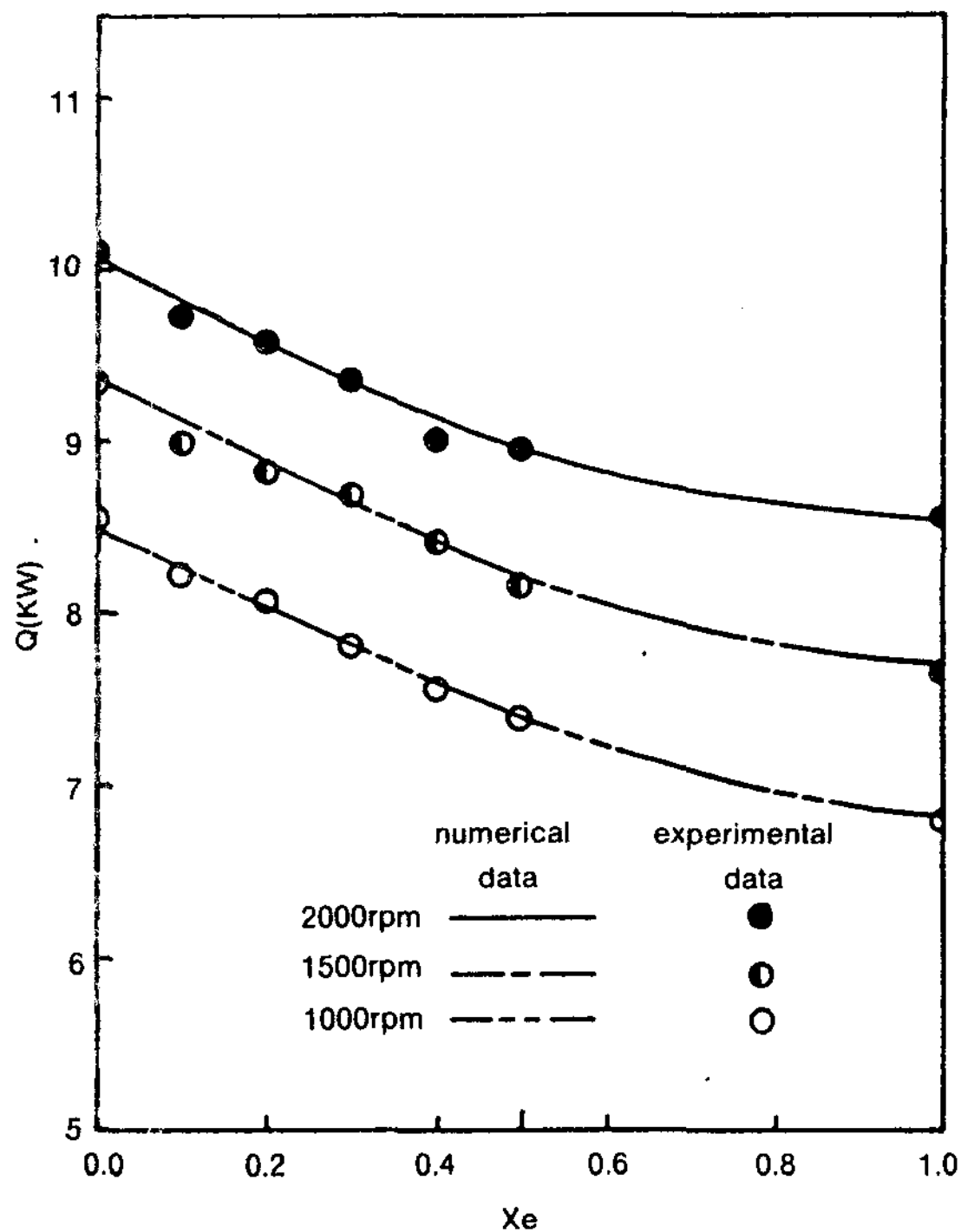


Fig.5 Comparison of numerical and experimental results

비교적 잘 일치하였다.

각 회전수에 대한 전열량은 증류수일때 가장 높게 나타나고 에탄올 농도가 증가할수록 낮아 지다가 순수 에탄올일 경우 가장 낮게 나타났다. 이는 증류수의 증발잠열이 에탄올의 증발잠열보다 크기 때문이며, 회전수가 1000rpm에서 1500rpm으로 변화할때의 전열량 증가폭이 1500rpm에서 2000rpm으로 변할때보다 큰 것은 회전형 히트파이프의 응축부에서 외부열전달계수가 회전수에 비례하지 않는 것과 다음에 설명할 응축액막 두께에 관련이 있기 때문이다.

Fig. 6은 회전형 히트파이프의 회전수와 작동유체의 종류에 대한 회전형 히트파이프 응축부 길이 방향의 groove부분의 응축액막 두께를 수치해석으로 구한 것이다.

응축부쪽의 끝면에서 응축액막 두께가 가장 작고 증발부쪽이 증가하는 것은 응축부 내부의 증기가 응축부 전체의 핀부분을 통하여 응축되고 이 응축된 액이 groove를 타고 증발부로 이

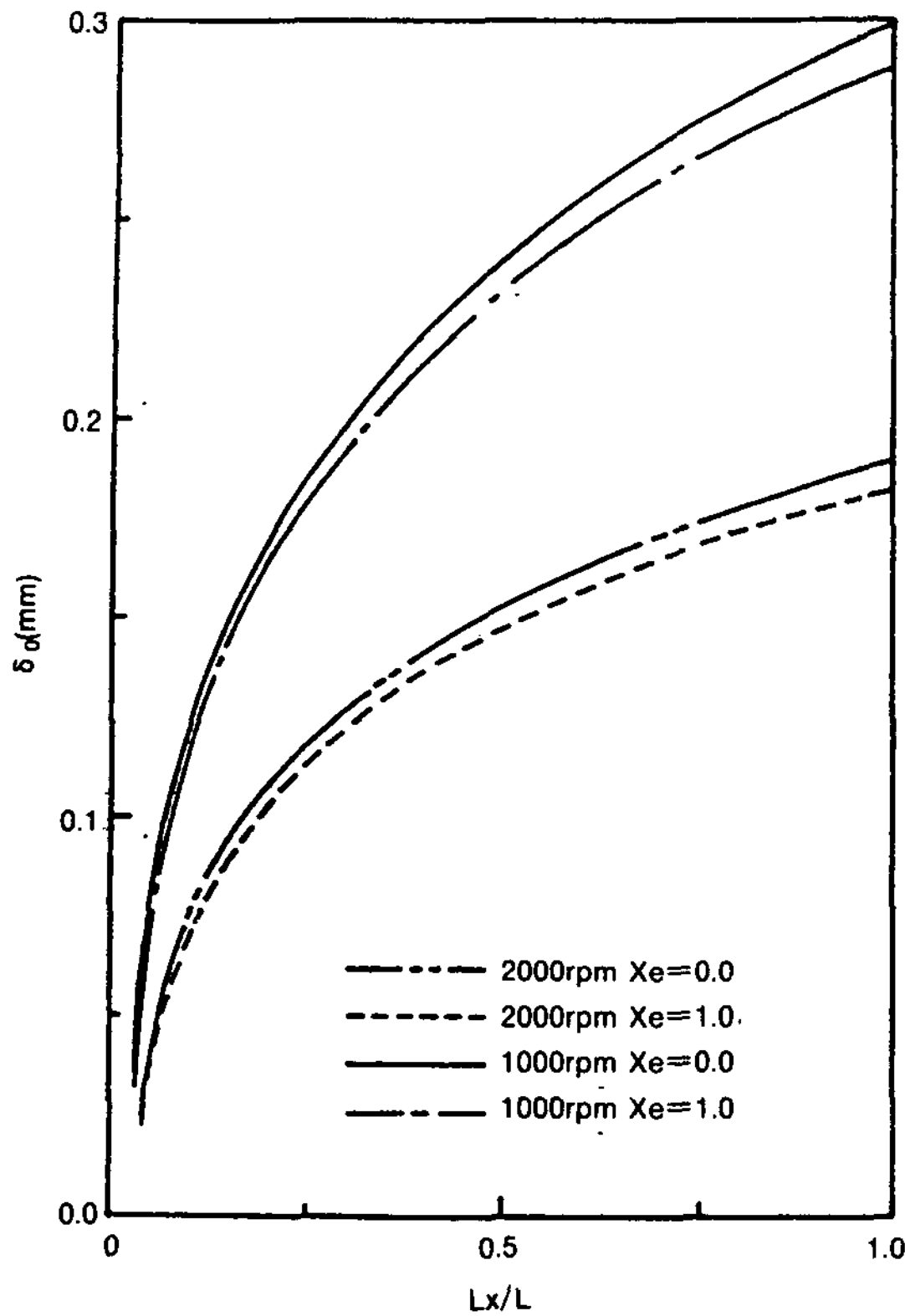


Fig.6 Condensate thickness of condenser

동하기 때문이다. 회전수가 증가할수록 응축액 막 두께가 작은 것은 회전형 히트파이프의 회전에 의한 원심력이 증가하고 이 원심력에 의해 응축액이 증발부로 빨리 이동하므로 두께가 작아지며 따라서 전열량도 증가하게 된다. 증류수(Xe=1.0)의 경우보다 순수 에탄올(Xe=0.0)이 조금 응축액 두께가 작은 것은 식(5)에서 알수 있듯이 증류수와 에탄올의 물성치의 차이로 기인된다.

Fig. 7은 내부증기압이 1atm일때 작동유체가 증류수로 했을때의 전열량을 1로 했을때 작동유체의 에탄올 농도와 회전형 히트파이프의 내부 증기압의 변화에 대한 비전열량을 수치해석으로 구한 값이다. 작동유체가 증류수일때 전열량이 가장 크고 에탄올 농도가 증가할수록 전열량이 낮아지는 것은 Fig. 5에서 나타낸 바와 같다.

압력이 증가할수록 증류수 또는 에탄올의 증

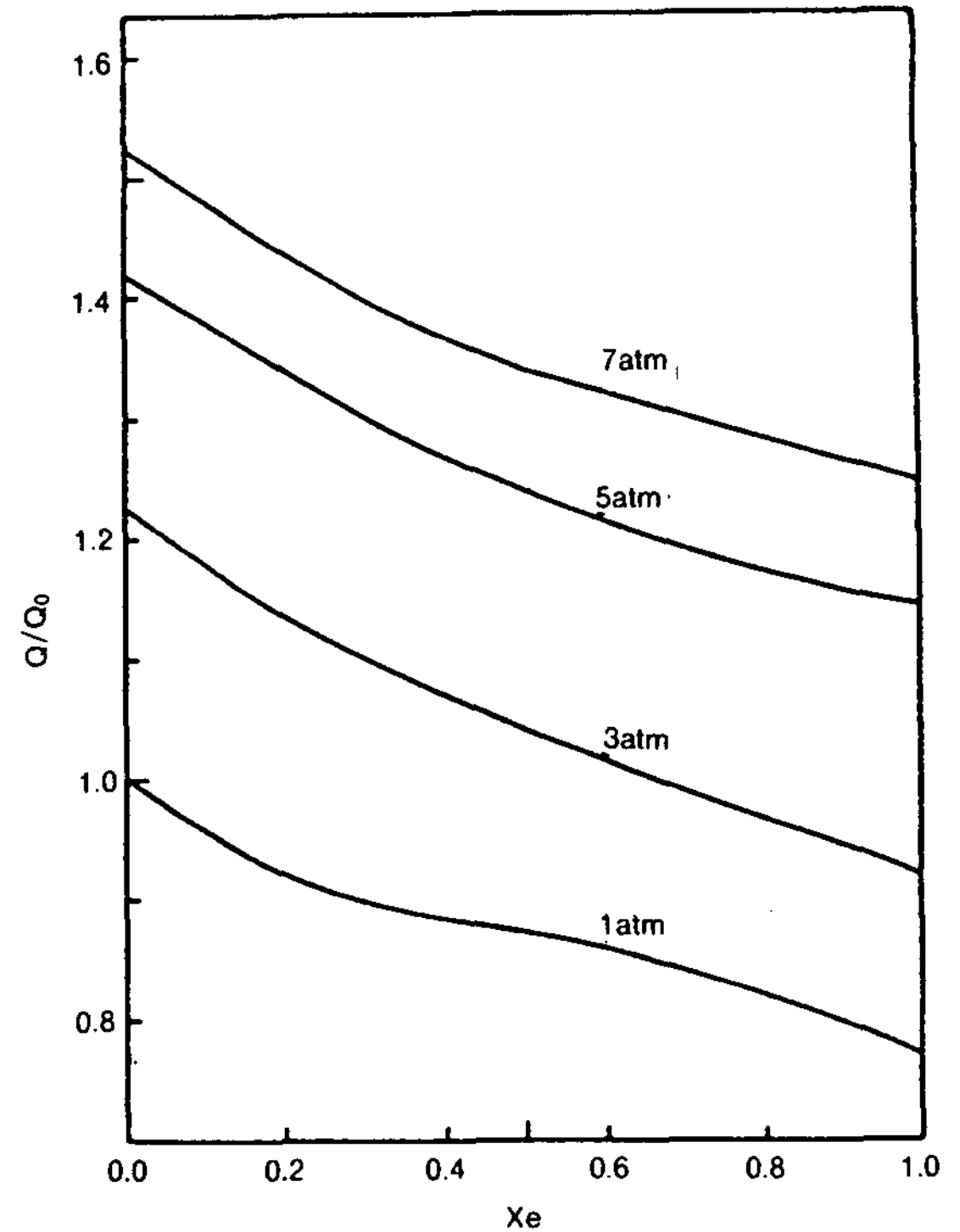


Fig.7 Heat transfer ratio of ethanol contents and vapour pressure

발잠열은 완만한 감소를 하는 반면 내부의 증기온도는 완만한 증가를 하므로 압력의 증가비와 같이 전열량은 증가하지 않고 완만한 증가를 보이고 있다.

Fig. 8은 내부증기압이 3atm일때 응축부에서 냉각이 최대가 되는 경우(물-에탄올의 상평형도의 증발개시선에서 응축되는 경우)와 냉각이 최소가 되는 경우(물-에탄올의 상평형도의 응축개시선에서 응축되는 경우) 작동유체가 증류수일때의 전열량을 1로 했을 때 에탄올 농도 변화에 대한 비전열량을 수치해석으로 구한 값이다.

순수에탄올의 경우는 증류수를 작동유체로 사용했을때의 0.8정도이며 이는 다른 압력의 경우도 거의 비슷한 값으로 나타났다. 응축부 냉각이 최대인 경우 에탄올 농도 증가에 따라 비전열량은 급격히 떨어지다가 0.5부근에서는 거의 순수 에탄올의 경우와 같은 값을 나타낸



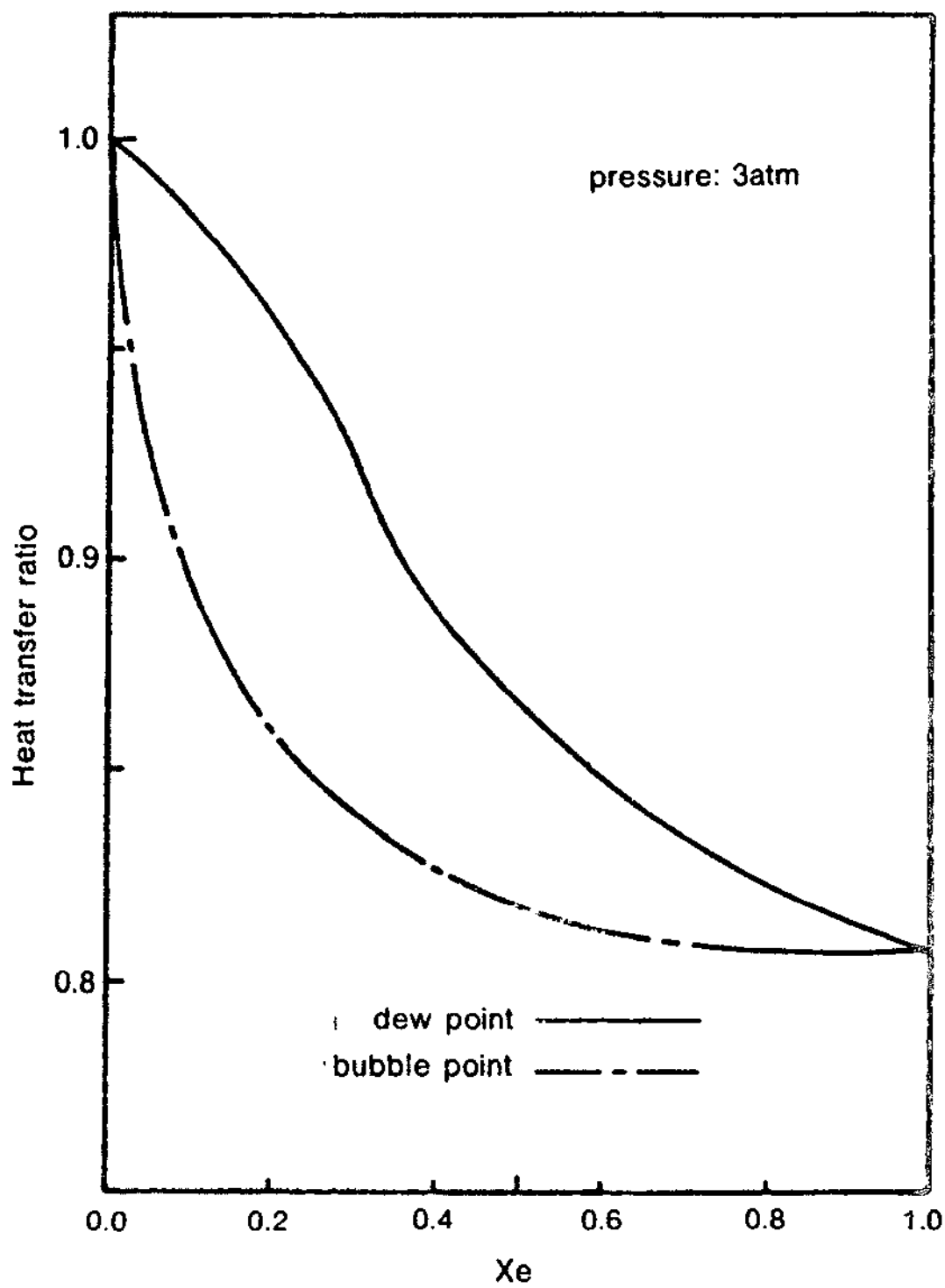


Fig.8 Heat transfer ratio of dewpoint curve and bubblepoint curve for ethanol contents

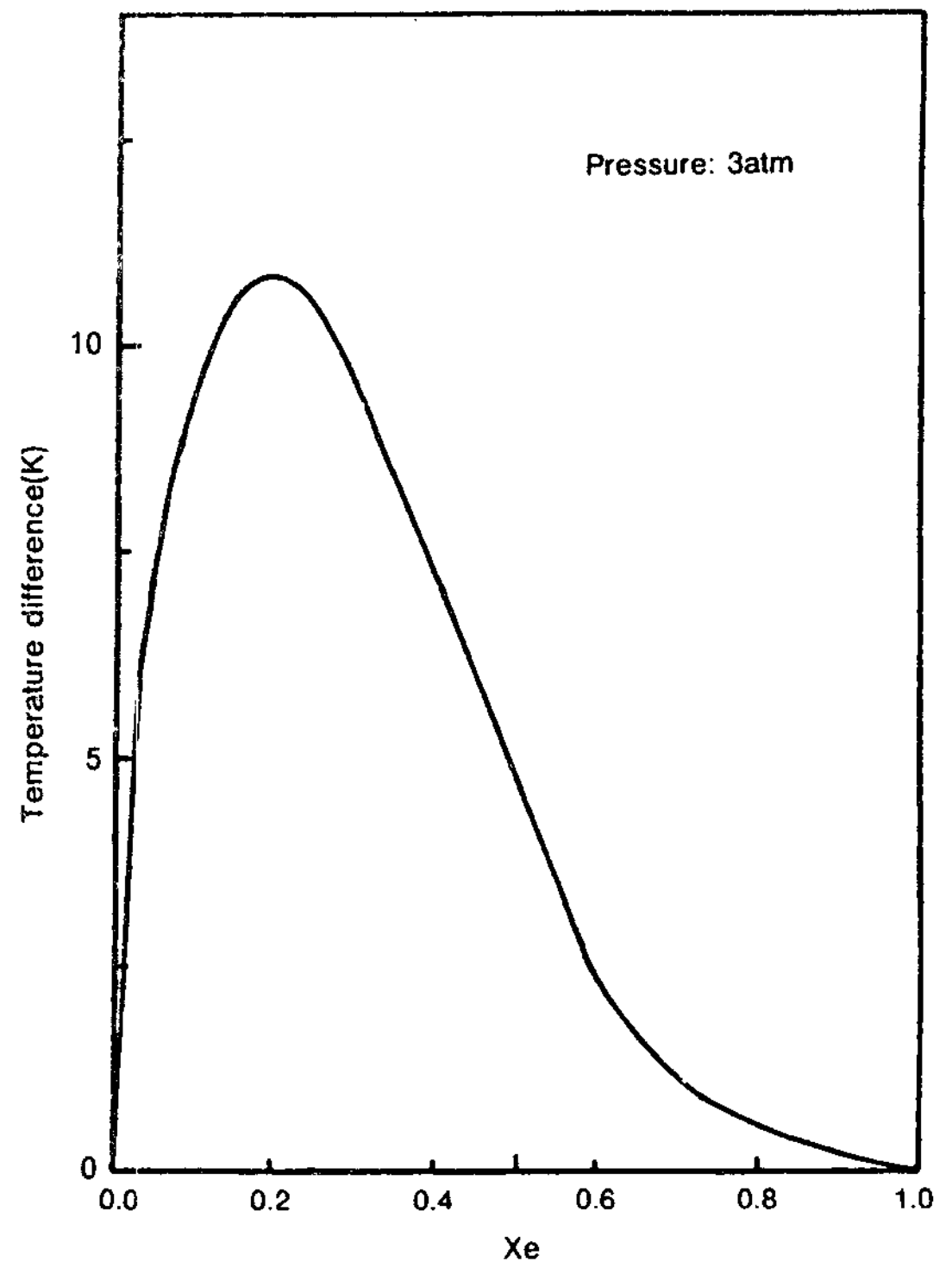


Fig.9 Temperature difference between dewpoint and bubblepoint for various ethanol contents

다. 그러나 응축부 냉각이 최소인 경우는 에탄올 농도 증가에 비전열량은 적게 감소하였으며 특히 에탄올 농도가 0.1-0.4 부근에서 응축부 냉각이 최대인 경우와 최소인 경우 그 차이가 크게 나타났다.

이는 응축부 냉각이 최소가 되는 경우 응축부 내의 응축액의 에탄올 농도가 냉각이 최대인 경우보다 작아지게 되며 또한 응축부의 증기온도가 높기 때문이다.

Fig. 9는 내부증기압이 3atm일때 에탄올 농도 변화에 대한 증발개시점과 응축개시점의 온도차를 상평형도에서 구한 값이다.

에탄올 농도가 0.1-0.4 정도는 온도차가 8-11°C 차이가 나지만 그 이상의 에탄올 농도에서는 온도차가 작고 특히 에탄올 농도가 0.6 이상에서는 더욱 작아진다. 따라서 회전형 히트파이프의 작동유체로 물-에탄올 2성분 유체로 하는 경우 에탄올의 농도가 0.5이상의 경우는 별로 의미가 없고 0.1-0.4사이의 농도로 하는 것이 작동조건의 범위를 높일수 있고 또

한 전열량도 크게 할 수가 있다.

Fig. 10은 증류수와 에탄올을 작동유체로 하는 경우 응축부 길이방향에 대한 핀, groove 및 전체 전열량을 수치해석으로 구한 것이다.

이는 Fig. 6에서 설명한 응축액막 두께와 관련이 있으며 응축부 첫 요소의 groove부분 응축액막 두께가 가장 작아 groove를 통한 전열량이 가장 많으며, 응축부 길이 방향으로 진행할수록 응축액막 두께가 증가하여 groove부분의 열저항이 증가되고 따라서 groove를 통한 전열량은 감소하게 된다. 그러나 핀 부분의 응축액막 두께는 응축부 길이 전체를 통하여 일정하므로 상대적으로 응축부 길이방향으로 핀을 통한 전열량은 증가하게 되고 따라서 전체 전열량은 응축부 길이 전체를 통하여 고르게 전열되고 있음을 알 수 있다.

한편 작동유체의 종류에 따른 전열량의 차이는 Fig. 5-Fig. 9에서 나타난 결과와 같은 현상이다.



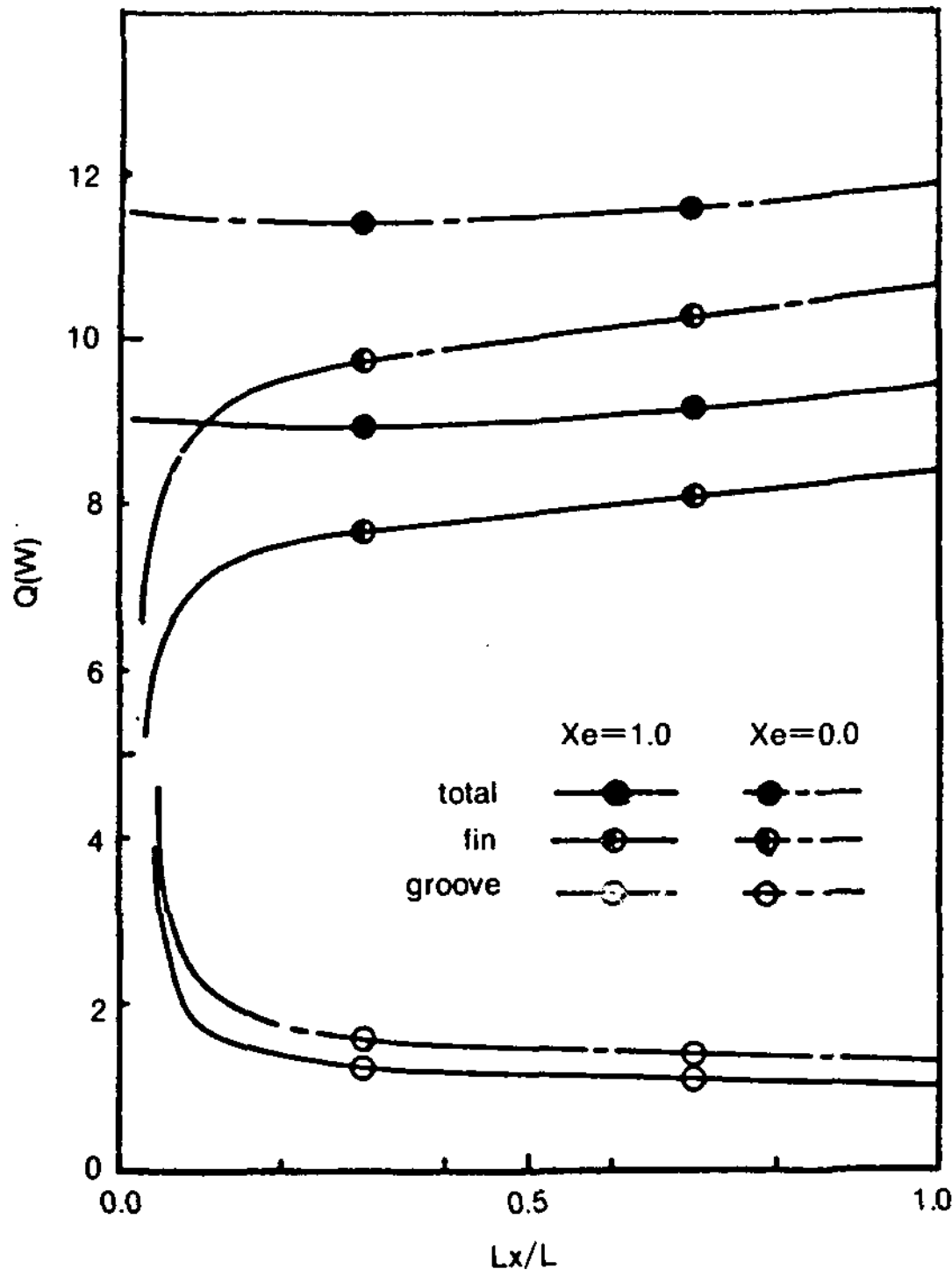


Fig.10 Heat transfer rate of rotating heat pipe elements

### 5. 결론

내부에 삼각형 핀을 갖는 회전형 히트파이프의 작동유체로 물-에탄올 2성분 유체를 사용하여 전열특성을 수치해석과 실험결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 수치해석결과와 실험결과는 잘 일치하였으며 에탄올 농도를 조절함으로써 회전형 히트파이프의 작동한계를 변화시킬 수 있었다.

2) 히트파이프의 회전수가 증가할수록, 내부 증기압이 높을수록 전열량은 완만하게 증가하지만 에탄올 농도가 커질수록 전열량은 감소하였다.

3) 순수 에탄올만을 작동유체로 하는 경우는 증류수만을 작동유체로 하는 경우의 전열량의 0.75-0.85 정도로 나타났다.

4) 에탄올 농도가 0.2 전후에서 전열효과 및 작동온도 범위등이 가장 유리하게 나타났다.

### 참고 문헌

1. P. Dunn, D.A. Reay "HEAT PIPES" Pergamon Press Ltd., London, 1978, pp.211-215.
2. Sparrow, E.M., Gregg, J.L., "A Theory of Rotating Condensation", Journal of Heat Transfer, Vol.81, pp.113-120, 1959.
3. V.H. Gray "The Rotating Heat Pipe-A Wickless, Hollow Shaft for Transferring High Heat Fluxes" ASME, 69-HT-19, pp.1-5, 1969.
4. P.J. Marto "Laminar Film Condensation on the inside of slender, Rotating Truncated Cones" AIAA JOURNAL, pp.270-271, 1973.
5. P.J. Marto, Wagenseil "Augmenting the Condenser Heat Transfer Performance of the Rotating Heat Pipes" AIAA Journal, Vol.17, No.6, pp.647-652, 1979.
6. T.C. Daniel, N.S. Al-Baharnah "Temperature and Heat Load Distribution in Rotating Heat Pipes" AIAA Journal, Vol.18, No.2, pp.202-206, 1980.
7. C.L. Tien, A.R. Rohani "Theory of Two-component Heat Pipes" Journal of Heat Transfer, 71-WA/HT-30 pp.479-484, 1972.
8. J.M. Baum "Experimental Studies of Heat and Mass Exchange Phenomena in the Two-component Heat Pipe" AIAA Journal, pp.219-223, 1978.
9. J.G. Collier "Convective Boiling and Condensation" McGraw-Hill, pp.394-424, 1981.
10. Brice Carnahan, H.A. Luter, James O.Wilkes" Applied Numerica Methods" Jhon Wiley & Sons, Inc. pp.27-33, 1969.
11. Brice Carnahan, H.A. Luter, James O.Wilkes "Applied Numerica Methods" Jhon Wiley & Sons, Inc. pp.319-329, 1969.

## **Thermal Energy Storage in Phase Change Material —by Means of Finned Thermosyphon —**

**Kwon Jin Kim · Jaisuk Yoo\* · Ki Hyun Kim\*\***

Graduate School, Ajou Univ.(Currently Dong Yang Nozzle Co.)  
Dept. of Mechanical Engineering, Ajou Univ.\*

### **ABSTRACT**

A two-phase closed thermosyphon with circular fins was used as the heat transfer device for storing the thermal energy in paraffin wax. Experiments were carried out for 4, 6 and 8 fins and for various initial temperatures of the wax and power inputs. Heat transfer characteristics along the heat flow path were investigated as well as the overall performance of the system.

Some of the important results are as follows:(1) The thermosyphon heat transfer coefficient and the overall heat transfer coefficient increased with the number of fins, whereas the heat transfer coefficient between the fin and the wax decreased; (2) Facilitation of heat transfer by the fins seemed to alleviate the dry-out phenomenon that had been reported to occur in case of bare thermosyphon; and (3) The horizontal fins had adverse effect of subduing a full scale convection in the wax, and the increase of the number of fins delayed the onset of local convection between the fins.

## **A Study on the Heat Transfer Characteristics of Rotating Heat Pipe with the Water-Ethanol Mixture as Working Fluid**

**Choon-Kun Park · Chul-Ho Jun · Hae-Sung Seo\***

Dept. of Mechanical Engineering, College of Engineering, Dong A Univ.  
PUSAN Junior College\*

### **ABSTRACT**

Heat transfer characteristics of a rotating heat pipe have been studied numerically and experimentally with using water-ethanol mixture as working fluid. And triangular fins are attached inside the rotating heat pipe.

Experimental results generally agreed with numerical results.

According to increasing rpm and vapour pressure of the rotating heat pipe, the heat transfer rate increased. And also according to decreasing the concentration of ethanol, the heat transfer rate increased.

In the case of using the pure ethanol as working fluid, the heat transfer rate was about 80% of using distilled water.

The heat transfer rate and operating temperature difference of the rotating heat pipe was much influenced by ethanol concentration, and the optimum ethanol concentration was 0.2.