

خمى 파진 원판증발기를 가진 회전형 히트파이프에 대한 실험적 연구

An Experimental Study on the Rotating Heat Pipe with a Grooved Disc Evaporator

권 순 석* · 장 영 석** · 유 병 옥***

S. S. Kwon, Y. S. Jang, B. W. Yoo.

Key words : Rotating Heat Pipe(회전형 히트파이프), Heat Transfer Coefficient(열전달 계수),
Disc Evaporator(원판 증발기), Grooved Condenser(خمى가공 응축기)

Abstract

The heat transfer characteristics of the rotating heat pipe with a disc evaporator and a grooved condenser have been investigated by measuring temperature distributions of wall and vapor for various thermal inputs and revolutions per minute. The results showed that the heat transfer coefficients of all types are increased with thermal input and revolutions per minute. The heat transfer coefficient of evaporator with groove (pitch=2.5mm, depth=1.5mm) is 25.8% higher than that of evaporator without groove at 500RPM, 150W.

기 호 설명

L : length (m)
 Q : thermal input (W)
 q : heat flux (W/m^2)
 R : thermal resistance (K/W)
 r : radius (m)
 T : temperature (K)

e : evaporator
 o : outside
 v : vapor side

Greek Letters

ϕ : perimeter angle
 α : heat transfer coefficient (W/m^2K)

Subscripts

t : tube
 c : condenser

1. 서 론

산업사회가 대형화 되면서 열부하가 증대되고 복잡한 연쇄기구로 변화함에 따라 에너지회수 또는 냉각문제는 중요한 위치를 차지하고 있다.

최근 열교환장치로 각광을 받고 있는 히트파이프는 증발부에서 증발된 작동유체가 응축부에서 잠열을 방출하면서 응축되고 다시 증발부로 순환되는 작동원리로 되어있는 전열성이 우수한 기기이다 일반적으로 히트파이프의 분류는 구동적으로 원심력을 이용한 회전식과 모세관력에 의한 비회전식으로 나누며 용도에 따라 다양한 구조를 갖고 있다.^(1~5)

종래의 히트파이프는 응축부에서 증발부로 이동

*동아대학교 공과대학 기계공학과

**경남전문대학 기계공학과

***동아대학교 대학원 기계공학과

하는 힘은 위의 모세관력에 의존하므로 작동한계가 낮아 증발부에서 과도한 열이 공급되면 히트파이프가 소손되는 경향이 있지만 회전형 히트파이프는 모세관력의 경우보다 작동한계가 없으며 중력의 영향을 받지 않으므로 최근에는 고속회전하는 모터축이나 각종 동작기계의 고속회전축, 열을 다량으로 받는 증기터어빈의 축등의 냉각장치로서 뿐만 아니라 폐열회수장치에 회전형 히트파이프의 필요성이 증가되고 있다.

회전형 히트파이프의 연구는 처음 1969년 Ballback⁽⁶⁾에 의하여 이론및 실험적 방법으로 작동한계에 대해서 연구한 것이 있다. 그 이후 대부분 연구는 구조적, 작동유체에 대한 연구가 주축을 이루고 있다. 구조적인 측면에서 살펴보면 Chan⁽⁷⁾은 회전형 히트파이프와 모세관형 히트파이프의 성능 해석을 해석적으로 비교 연구한 것이 있고 또 Daniels⁽⁸⁻¹⁰⁾과 Edwards⁽¹¹⁾는 회전형 히트파이프내 비응축가스가 존재할 때 응축부내의 벽온도를 해석적, 실험적으로 연구한 것이 있다. 응축부형상이 단순하고 경사진 상태에서 작동유체에 대한 연구로서 大塚吉則⁽¹⁵⁾등은 원통형 회전 히트파이프내에 작동유체의 거동연구가 있고 Nakayama⁽¹⁶⁾는 응축부내의 응축액의 유동속도와 질량유동량을 수치해석한 것이 있다. 그외 다수의 논문⁽¹⁷⁻²²⁾은 작동유체의 액막두께, 작동한계 등을 연구한 것이 있다.

지금까지 대부분의 회전형 히트파이프의 연구는 단순 원통형, 또는 관형으로 증발부, 응축부가 축상에 일정하게 장치되어 있는 단순 모델로서 취급되어 왔으나 증발부를 원판으로 하고 그 내부에 작동유체의 일시저장을 위한 홈가공을 하면 증발부의 표면건조에도 도움을 줄 것으로 판단된다. 뿐만 아니라 응축부는 나선형 홈가공을 하여 회전시에는 작동유체의 유동이 더욱 원활하게 한다면 회전형 히트파이프로써 매우 독특한 특징을 가질 것으로 판단되며 증발부의 지름이 응축부보다 상당히 크고, 증발부의 원판의 사이간격이 좁혀져 있을때 외부입열에 따른 증발에 대한 응축부의 전열특성의 연구는 원판을 가진 원통형 히트파이프의 제작에 도움을 줄 것이다.

그래서 이것을 착안하여 본 연구는 증발부를 원판으로 하여 그 내부에 홈(groove)을 파고 응축부를 나선형 홈으로 가공한 회전형 히트파이프의 전열효과를 실험적으로 연구한 것이다.

실험은 증발부흡, 입열량 그리고 회전수를 변수

로 하여 각 위치의 온도를 측정하여 전열특성을 구하였고 그 결과는 터어빈익, 디스크브레이크, 회전 원판형 열교환기 등 산업기계의 열회수를 위한 설계에 도움을 줄 것으로 기대한다.

2. 회전형 히트파이프

2.1 구조와 작동

본 연구에 사용된 원판형 증발기와 관형 응축기의 구조를 Fig. 1에 나타내며 형상의 종류는 4가지로 Table 1에 나타낸다. 원판형 증발기의 지름은 150 mm이며 내부의 홈(groove)은 상세도 A와 같이 피치 p, 깊이 w로 가공되어 있으며 관 d는 바깥지름 21 mm, 길이 450 mm이며 증기통로인 지름 8 mm의 구멍이 4개 뚫어져 있다.

증발기의 반대편에는 응축부가 설치되는데 응축부의 내면에는 피치 6 mm, 깊이 1 mm의 오른 나선 홈가공이 응축부에서 보아 첫번째 c까지 가공되어 있다.

Fig. 2는 원판형 증발기와 관형 응축기의 결합된 상태로 증발부, 단열부, 응축부로 나누며 번호를 붙여놓은 곳은 각 지점의 온도를 측정하기 위하여 열전대를 심은 곳이며 무차원길이를 나타내기 위해서 증발부중심으로부터 응축부끝까지를 L_1 , 각부분의 위치를 L 로 나타낸다. 작동유체의 순환상태를 화살표로서 나타내며 발생증기는 증발부에서 증발하여 증기통로를 통하여 응축부로 이동된 다음 잠열을 응축부에 전달한 후 응축된 작동유체는 중력 또는 원심력에 의해서 댐에 있는 구멍을 통하여 증발면을 따라 귀환하도록 되어 있다.

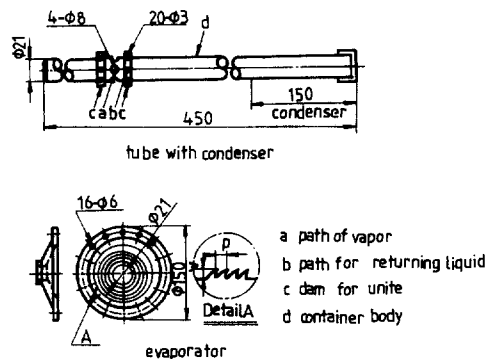


Fig. 1 Schematic of evaporator and tube with condenser

Table 1 Dimension of various heat pipes

TYPE	EVAPORATOR			CONDENSER		
	SHAPE	PITCH (mm)	DEPTH (mm)	SHAPE	PITCH (mm)	DEPTH (mm)
A	NON GROOVE	0	0	SCREW GROOVE	6	1
B	GROOVE	2.5	1.5	"	6	1
C	GROOVE	4	3	"	6	1
D	NON GROOVE	0	0	COIL	6	1

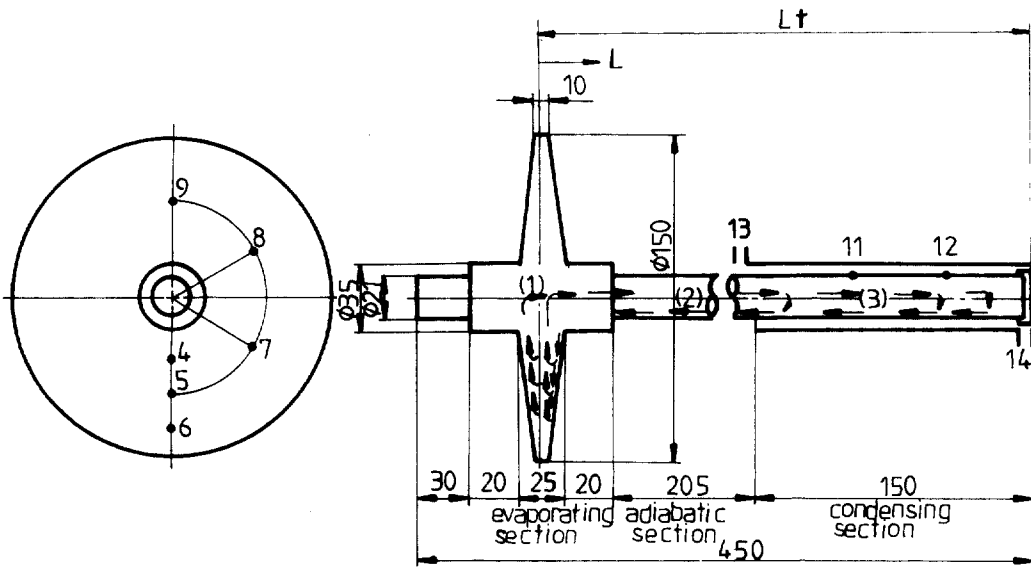


Fig. 2 Schematic diagram of geometry investigated

2.2 제작과 결합

회전형 히트파이프의 원판형 증발기와 관형 응축기는 가공이 용이하고 전열성이 높은 6-4 황동($k = 119\text{W/mK}$) 압연재로 Fig. 1과 같이 제작한다. 두개의 원판형 증발기를 체결하기 위하여 원판에 지름 6 mm의 구멍을 16개 뚫었으며 관에는 c와 같이 2개의 탭이 만들어져 있다. 원판형 증발기와 관형 응축기를 결합하기 위하여 원판에 21 mm의 구멍을 가공하였고 두개의 원판형 증발기와 관형 응축기를 볼트, 너트로 결합하였다.

2.3 이론

증발부에 열을 가하면 작동유체의 온도가 상승하

여 증기가 발생하며 발생된 증기는 증기통로를 통하여 응축부로 이동되며 응축부에서 잠열을 전달하고 다시 증발부로 되돌아 오는 과정에서 입열량과 회전수의 변화에 따른 열전달현상을 나타내하고자 한다.

회전수에 따른 증발부에서의 온도차 ΔT_e 와 응축부에서의 온도차 ΔT_c 는 다음과 같다.

$$\Delta T_e = T_{eo} - T_{ev} \tag{1}$$

$$\Delta T_c = T_{cv} - T_{co} \tag{2}$$

히트 파이프로의 증발부의 외벽온도로 부터 응축부의 외벽온도까지의 전열을 열저항식으로 표현하면 다음과 같다.

$$Q = \frac{1}{R_e}(T_{eo} - T_{ev}) = \frac{1}{R_v}(T_{ev} - T_{cv})$$

$$= \frac{1}{R_c}(T_{cv} - T_{co}) \quad (3)$$

증발부에서 응축부 전체의 전열량은 식(3)로부터 다음처럼 나타낸다.

$$Q = \frac{(T_{eo} - T_{co})}{R_e + R_v + R_c} \quad (4)$$

R_v 는 측정결과 $T_{ev} \cong T_{cv}$ 이므로 $R_v \cong 0$ 으로 두면 히트파이프의 전열효과는 R_e, R_c 에 영향을 받는다. 그리고 전영역에서 열전달계수 α 는 입열량과 회전수에 따른 증발부와 응축부의 벽면의 온도차에 의해 결정되며 다음과 같다.

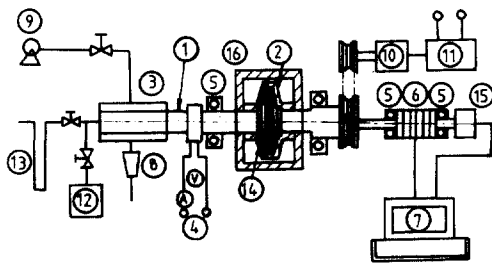
$$\alpha(r, \phi) = \frac{q_e}{T_{eo}(r, \phi) - T_{co}} \quad (5)$$

3. 실험

3.1 실험장치

Fig. 3은 본 연구에 사용된 실험장치를 나타낸 것이다. Fig. 2에서 체결된 히트파이프 본체는 1로서 표시된다. 입열의 변화는 4의 전압조절기와 14의 가열기에 의해서 조정된다. 회전수변화는 11의 회전수 제어상자에서 10의 모터속도를 변화하게 된다. 냉각수의 순환은 9의 수조에서 펌프를 이용하여 3의 응축기에 들어간다. 이때 8의 유량계에서 측정하고 다시 500 cc는금 유리관으로 측정한다.

온도측정은 7의 컴퓨터에 내장된 온도측정카드(PCL-812)로서 하고 회전수는 15의 카운터로서



- | | |
|-----------------------|--------------------------|
| 1. Rotating heat pipe | 9. Water tank |
| 2. Evaporator | 10. Variable speed moter |
| 3. Condenser | 11. Moter 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. 3 Schematic diagram of experimental set up

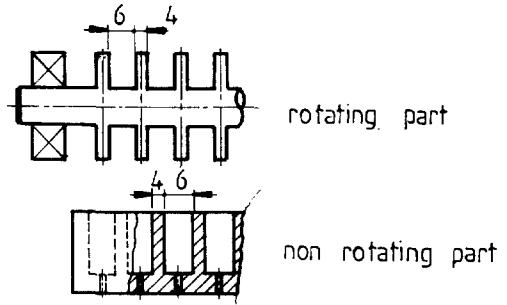


Fig. 4 Cross section of slip ring

컴퓨터에 연결 계산하도록 되어 있다.

회전형 히트파이프의 각 지점의 온도를 측정하기 위하여 Fig. 4에 슬립링 제작단면을 보여준다. 슬립링은 크게 회전부와 고정부로 나누며 회전부의 온도값이 고정부에 통전되도록 회전부 원판에 열전대를 감고 고정부의 하부에 열전대를 심어서 그 사이에 액체금속인 수은을 넣고 고정부와 회전부를 고정시켜 회전시키면 슬립링이 된다.

3.2 실험방법

온도측정은 Copper-Constantan 열전대(직경 0.3 mm)를 Fig. 2의 위치에 1 mm 정도 깊이의 흡을 파서 감지부를 넣어 그 위에 같은 재질인 동분말에 강력접착제로 접착하였다. 증기온도의 측정은 증발부, 단열부, 응축부내에 각각 1개씩 열전대를 넣어 컴퓨터(PCL-812)에 연결하여 3분 간격으로 하며 히트파이프의 온도가 완전히 정상상태에 이를 때까지 컴퓨터에 입력되도록 되어 있다.

히트파이프를 완전히 조립한 후 작동액을 봉입하고 주입구 끝에 연결되어 있는 실리콘벤드형 고무를 진공펌프(로터리형, Ultmate Vacuum: 5×10^{-4} torr, Masuda Seisaku사)로서 15분간 작동한 후 진공펌프측 밸브를 닫아 1시간 동안 마노미터의 눈금이 변화하지 않는 것을 확인하고 실험하며 작동유체는 증류수를 사용한다.

냉각수는 펌프에 의해서 공급하고 유량은 수조의 수두를 조절하여 제어하도록 하였는데 200 cc/min로 하였으며 유량계로 측정하였다.

가열부의 입력은 25W에서 200W까지 25W 간격으로 변화시키면서 히트파이프의 각부분의 온도가 정상상태가 될 때까지 실험을 계속하였다.

회전형 히트파이프의 회전수는 0-700RPM으로 하였고 회전수의 측정은 컴퓨터로 하였다.

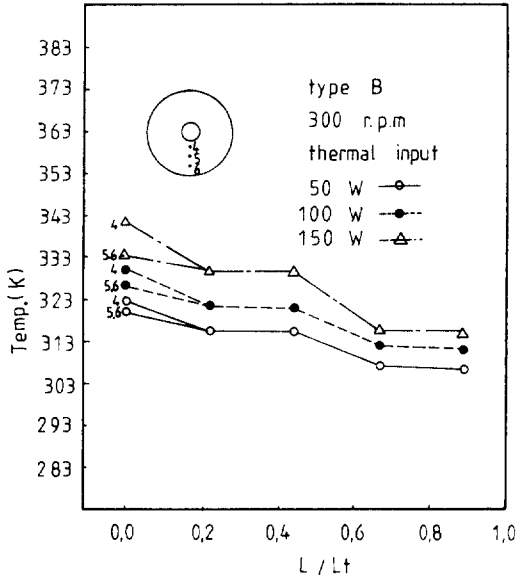


Fig. 5 Wall temperature distribution of type B heat pipe various thermal inputs

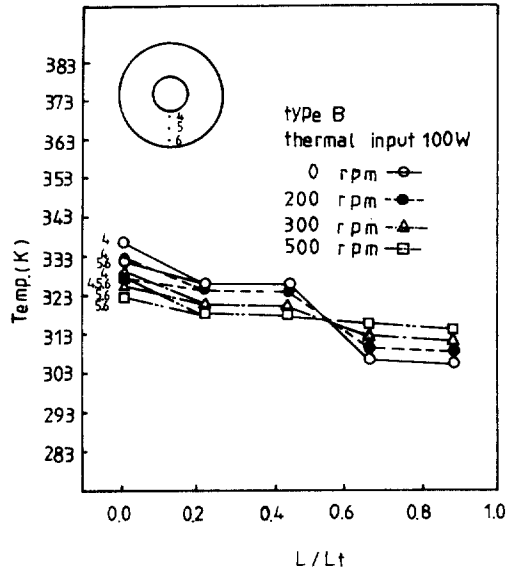


Fig. 6 Wall temperature distribution of type B heat pipe various RPM at 100W

4. 결과고찰

Fig. 5는 히트파이프 B형의 벽면의 온도분포를 축방향의 무차원 길이비에 대한 입열량의 변화로서 나타낸 것이다. 입열량이 증가할수록 전벽면의 온도는 증가하였다. 증발부의 온도는 원관의 중심으로부터 4, 5, 6의 위치에서 측정되는데 5, 6의 위치는 입열량의 증가에도 동일값으로 되어있다. 그러나 4의 위치는 입열량의 증가에 따라 증가의 폭이 크게 나타났다. 4의 위치에서 온도가 높은 것은 입열량에 따른 작동유체의 증발량이 증가하여 일시적인 표면전조가 일어나고 또한 원심력에 의해서 작동유체의 과열도증가로 나타내진다.

Fig. 6은 히트파이프 B형의 입열량 100W에서 회전수변화에 대한 벽면의 온도 응답성을 나타낸 것이다. 회전수가 증가하면 증발부, 단열부벽면의 온도는 감소하지만 응축부벽면의 온도는 현저한 증가를 나타낸다. 이것은 회전수가 증가하면 작동유체의 순환이 빨라져 응축부의 응축액막의 두께가 얇아지므로 온도가 상승한다.

Fig. 7은 히트파이프 B형을 회전수 0-500RPM으로 변화시키면서 입열량을 50W, 100W 그리고 150W로 한 경우 증발부의 외벽온도와 증기온도를 식

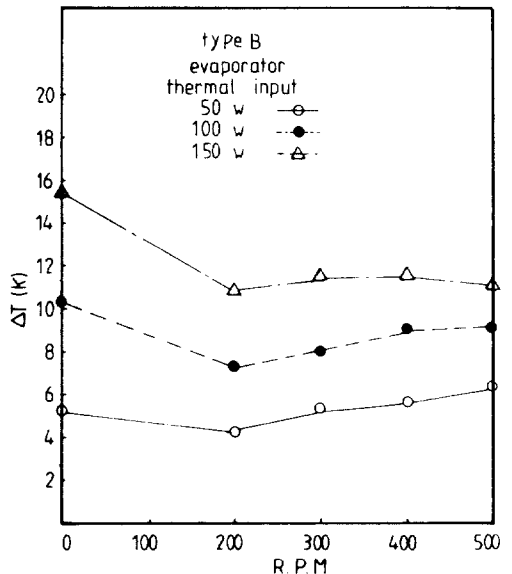


Fig. 7 Difference of evaporator wall and vapor temperatures of type B heat pipe with various RPM

(1)에 나타낸 것이다. 회전수가 증가하여도 증발부의 외벽온도와 증기온도 차이는 거의 증가하지 않는 것으로 나타낸다. 이는 회전수가 증가하여도 홈에 유체가 고르게 분포되기 때문에 급격한 온도차

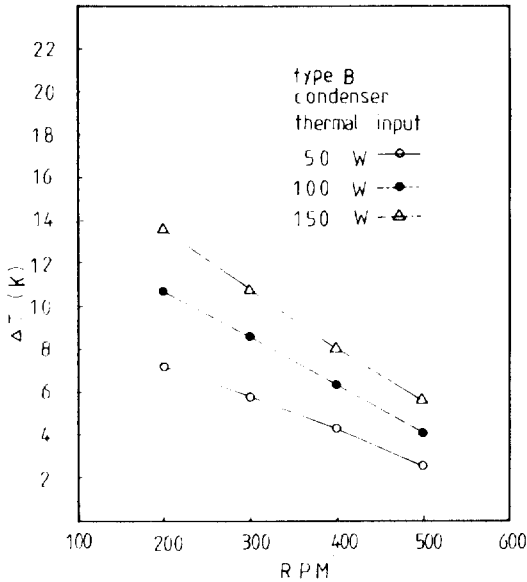


Fig. 8 Difference of vapor and condenser wall temperatures of various RPM by variou thermal inputs in condenser

가 발생하지 않는 것을 알 수 있으며 증발부 흡의 특징을 말해준다.

Fig. 8은 히트파이프 B형의 입열량을 50W, 100 W 그리고 150W로 한 경우 회전수를 0-500RPM으

로 변화시키면서 증기온도와 응축부벽면의 온도를 식(2)에 대입하여 나타낸다. 입열량이 증가할수록 온도차는 증가하였다. 회전수가 증가할수록 온도차가 감소하였는데 이는 회전수가 증가할수록 작동유체의 강제적 귀환력이 있어 액막두께가 얇아지므로 응축부벽면의 온도가 상승하여 증기와 온도차가 감소하기 때문이다.

Fig. 9는 증발부의 흡이 다른 A, B, C, D형의 벽면온도 응답을 알기 위해 회전수변화에 대한 입열량 50W, 100W의 두단계로서 검토한 것이다.

증발부에 흡(groove)이 없는 A형은 입열량이 적은 경우 매우 안정적인 작동을 할 수 있는 것으로 나타내지만 입열량이 증가하면 회전수가 증가할수록 벽면과 증기의 온도 차이는 상승하는 것으로 보여준다. 응축부에 나선형 코일을 한 D형의 경우는 입열량이 적은 경우 회전수가 증가할수록 온도차가 증가하고 입열량이 100W 경우에는 회전수가 300 RPM보다 빠르면 증기건조가 일어나 실험을 진행할 수가 없다. 이것은 나선형 코일의 한계를 말해주며 응축부의 코일 사용은 매우 제한적이라고 설명된다.

흡(groove)이 있는 B형과 C형의 비교에서 B형은 C형보다 미세한 흡형상으로서 응축부에서 귀환하는 동작유체의 분배성을 표현하고 있다. 이것은 입열량, 회전수 그리고 흡 폭, 깊이에 관련된 문제이다. 귀환작용액이 적은 경우에는 작은 흡인 B형이 유리할 것이나 많은 경우는 그 반대로 C형이 유리할 것으로 생각된다. 외벽에서 일정한 열유속이 계속 입열되어도 증발부 원판 전영역의 젖음 상태가 계속 진행될 수 있을 원판의 설계가 바람직하다.

Fig. 10은 히트파이프 A, B형을 입열량 50W, 100W 그리고 150W로 한 경우 회전수변화에 대한 증기와 응축부벽면의 온도차를 나타낸다. A, B형 모두 입열량이 증가할수록 온도차는 증가하였으며 회전수가 증가할수록 증기와 응축부벽면의 온도차는 감소하였다. B형이 A형보다 온도차가 낮게 나타났는데 이는 증발부흡의 영향이라고 생각되어진다.

Fig. 11은 입열량 50W, 100W 그리고 150W로 한 경우 회전수변화에 대한 증발부의벽과 응축부의벽의 온도를 측정된 후 식(5)에 대입하여 열전달계수를 나타낸 것이다 회전수가 0에서 200RPM까지는 열전달계수가 다소 완만하게 상승하고 있으며 회전

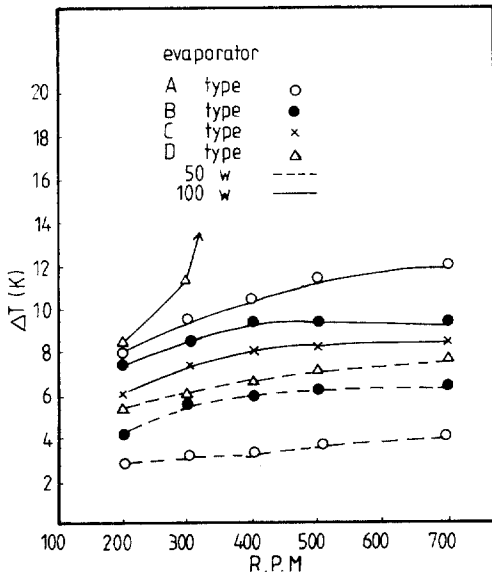


Fig. 9 Difference of Vapor and wall temperatures in evaporator with various grooves

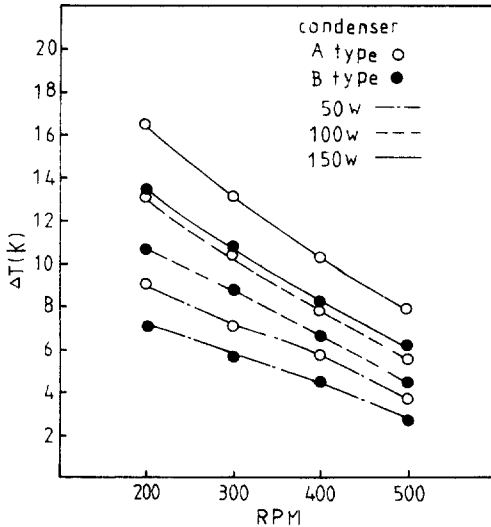


Fig. 10 Difference of vapor and condenser wall temperatures

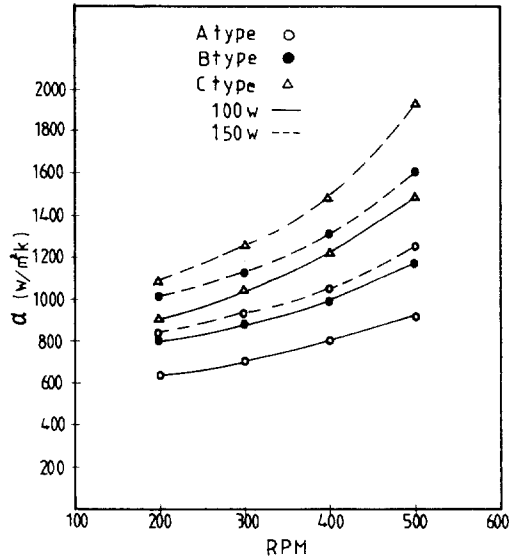


Fig. 12 Heat transfer coefficient of various grooves

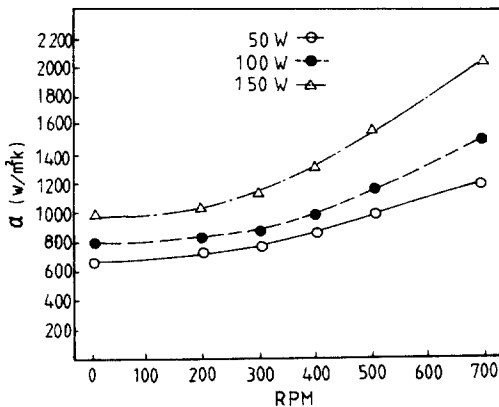


Fig. 11 Heat transfer coefficient for various RPM by various thermal inputs

수가 증가할수록 급속한 상승을 보여준다. 이는 회전수가 증가할수록 응축부의 액막두께가 얇아져 온도가 상승하므로 증기온도와 응축부벽면의 온도차가 작아지기 때문이다. 입열량에 대해서도 입열량이 증가할수록 열전달계수는 증가함을 알 수 있다.

Fig. 12는 원관증발기의 홈 형상이 다른 4가지 형상에서 회전수를 0-500RPM까지 변화할때 입열량 100W, 150W 경우에 대하여 증발부외벽과 응축부외벽의 온도를 측정된 후 식(5)에 대입하여 열전달계수를 나타낸 것이다. 여기서 D형은 회전수가 300RPM보다 빠르면 증기건조가 일어나 비교 불가능하여 A, B, C세 형상에 대하여 비교되어진다.

A, B, C형 모두 입열량과 회전수가 증가할수록 열전달계수는 증가하였으며 C형이 가장 높은 값을 나타내었다. 이는 증발부의 홈이 깊을수록 우수함을 알 수 있다.

5. 결론

홈이 파진 원관증발기를 가진 회전형 히트파이프에서 증발부홈, 입열량 그리고 회전수를 변수로 하여 각 위치의 온도를 측정하고 전열특성을 고찰한 결과는 다음과 같다.

- (1) 회전수가 증가하면 증발부벽면의 온도는 감소하지만 응축부벽면의 온도는 현저한 증가를 나타내었다.
- (2) 입열량과 회전수가 증가할수록 증발부에 홈이 없는 A형보다 홈이 있는 B, C형이 증기와 벽면의 온도차가 낮게 나타났다.
- (3) 열전달계수는 A, B, C형 모두 입열량과 회전수가 증가 할수록 증가하고 500RPM, 150W에서 B형은 A형보다 25.8% 증가하였다.
- (4) 증발부의 홈은 증기건조를 막는데 도움을 주고 홈의 깊이가 깊을수록 전열효과가 좋았다.

참고문헌

- (1) Karweit, M. J., and Corrsin, S., 1975, "Observa-

- tion of Cellular Pattern in Partly Filled Horizontal, Rotating Cylinder", *Phys. Fluids*, Vol. 1 No. 1.
- (2) Marto, P. J., and Wagenseil, L. L., 1979, "Augmenting the Condenser Heat-Transfer Performances of Rotating Heat Pipe", *AIAA Journal*, vol. 17, No 6, pp. 647~652.
- (3) Babin, B. R., and Peterson G. P., 1990, "Steady-State Modeling and Testing of a Micro Heat Pipe", *J. of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 595~60.
- (4) Semena, M. G., and Khmelev, Yu. A., 1982, "Hydrodynamic Regimes of a Liquid in a Smooth-Walled Rotating Heat Pipe", *Zh. Fiz. Khim.*, Vol. 44 No. 1 pp. 766~774.
- (5) Yaghri, A., and Thomas, S., 1989, "Performance Characteristics of Conce Annular Heat pipe", *Transactions of The ASME*, Vol. 111, pp. 844~850.
- (6) Ballback, L. J., 1969, "The Operation of a Rotating, Wickless Heat Pipe", M. S. Thesis, California.
- (7) Chan, S. H., Kanai, Z., and Yang, W. T., 1971, "Theory of a Rotating Heat Pipe", *Journal of Nuclear Energy*, Vol. 25, pp. 497~487.
- (8) Daniels, T. C., and Al-Baharnah, N. S., 1980, "Temperature and Heat Load Distribution in Rotating Heat Pipes", *AIAA Journal*, Vol. 18, No. 2. pp. 202~207.
- (9) Dainels, T. C., and Williams, R. J., 1976, "Theoretical and Experimental Analysis of Non-Condensable Gas Effects on a Rotating Heat Pipe", *Proceedings of 2nd International Heat Pipe Conference*, Bologna.
- (10) Dainels, T. C., and Williams, R. J., 1978, "Experimental Temperature Distribution and Heat Load Characteristics of Rotating Heat Pipe", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 21, pp. 193~201.
- (11) Edwards, D. K., and Marcus, B. D., 1972, "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.
- (12) Marto, P. J., 1972, "An Analytical and Experimental Investigation of Rotating Non-Capillary Heat Pipes-Final Report", Naval Postgraduate School. Monterey, Calif., NPS-59mX72111A.
- (13) Marto, P. J., 1976, "Performance Characteristics of Rotating Wickless Heat Pipes", *Proceedings of 2nd International Heat Pipe conference*, Bologna, pp. 303~314.
- (14) Daniels, and AL-Jumaily, F. K., 1975, "Investigations fo the Factors Affecting the Performance of a Rotating Heat Pipe", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 961~967.
- (15) 大塚吉惻, 中山恒, 吉川次雄., 1984, "水平ら自動回轉する Heat Pipe の性能", *日本機械學會論門集*, 50券 457號, pp. 2162~2170.
- (16) Nakayama, W., and Ohsuka, Y., 1984, "Optimum Charge of Working Fluid in Horizontal Rotating Heat Pipes", *Heat and Mass Transfer in Rotating Machinery by Metyger*, ISBN 0-8916, pp. 633~644.
- (17) Dakin, J. T., 1978, "Vaporization of Water Films in Rotating Radial Pipes", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 21 pp. 1325~1332.
- (18) Wilkins, D. G. and Bromley, L. A., 1973, "Dropwise and Filmwise Condensation of Water Vapor on Gold", *AlChE J.*, Vol. 19 No. 1, pp. 119~1
- (19) Shimizu, A., and Yamazaki, S., 1984, "An Experimental Sutdy of Helical Guide-Type Rotating Heat Pipe", *Tokyo NationalTech.* pp. 75~82.
- (20) Semena, M. G., and Khmelev, Y. A., 1983, "Investigation of the Hydrodynamic Regimes of a Liquid in a Smooth-Walled Rotating Heat Pipe -2", *Zh. Fiz. Khim*, Vol. 44, No. 1, pp. 8~14.
- (21) Sokolov, V. I., 1976, "Centrifuging", *Lzd, Moscow.*
- (22) 紫山信三, 師岡眞一., 1982, "Heat Pipeに關する 研究", *日本機械學會論門集* 45권 389호 pp. 111~117.