

관 내면에 그루브를 갖는 회전 히트파이프의 열전달 특성에 관한 연구

이진성* · 임광빈** · 김철주*

성균관대학교 기계공학부*, 안산공과대학 기계과**

A Study on the Heat Transfer Characteristics for a Cylindrical Rotating
Heat Pipe with Axially Grooves

Jin-Sung Lee* · Kwang-Bin Yim** · Chul-Ju Kim*

School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University*

Department of Mechanical Engineering, Ansan College of Technology**

1. 서론

회전 히트파이프(Rotating Heat pipe)는 일반적으로 관 내부에 워(wick)를 설치하지 않으며, 따라서 응축부로부터 증발부로 응축액의 귀환은 관내 벽위의 응축 액막에 작용하는 원심력과 정수압 차에 의해 이루어지게 되는 2상 밀폐 열사이폰(Closed two-phase thermosyphon)을 말한다.[1] 회전 열파이프는 구조가 단순하고 열전달 성능이 우수하며 작동 유체를 수송하는데 동력이 필요하지 않기 때문에 회전 기기의 냉각 장치로써 유용성이 매우 크며, 특히 전기 모터에 적용시켜 축소형 모터의 성능을 개선하려는 많은 연구가 진행되었다.[2~8] 회전 열파이프의 열전달 성능은 열저항과 열전달 한계에 의해 결정된다. 따라서 대부분의 연구는 이 두가지 성능을 개선시키는데 초점을 맞추고 있다. 회전 열파이프의 열전달 성능을 결정하는 중요한 설계 인자들로는 열파이프 내부의 크기, 내벽 구조, 작동 유체의 물성치, 충전량, 회전수, 열속등이다. 회전 열파이프의 열전달 경로는 다소 복잡한 회로로 구성되며, 이들 중 액막에 의한 전도 저항이 지배적인 인자가 된다. 따라서 열저항을 감소시키기 위해서는 작동유체의 충전율을 최소화, 그리고 메릿수(merit number)가 큰 작동유체의 사용이 권장되고 있다. 그러나 충전율을 작게하여 액막의 두께를 감소시키면 증발부의 국부적인 dry-out에 의한 열전달 한계를 저하시키는 문제를 초래하게 된다. 따라서 최적 충전량의 결정과 응축액의 귀환을 촉진시키기 위한 방안을 찾는 것이 회전 열파이프의 성능 개선을 위한 연구에서 가장 중요한 과제가 되고 있다.[9~12] 응축액의 유동을 촉진시키기 위한 방법으로는 원형관 내벽에 촉진 장치를 설치하는 기술이 많이 연구되고 있다. Nakayama등[11]은 용기 내벽에 나선형 핀을 설치하여 응축액에 축 방향 힘을 전달시키는 방법 및 용기 내면에 그루브(groove)를 설치하여 모세관력을 증대시키는 방법을 제시하였고 Marto와 Wagenseil[10]은 축 방향으로 약 1~3°정도의 테이퍼를 설치하여 응축부에서 증발부로 응축액의 유동율을 높이는 방법등을 연구되었다. Lin[13]은 증발부의 단면을 나머지 구간보다 크게 하여 작동 유체가 증발부로 집중되도록 하여 증발부의 dry-out현상을 억제하는 방법등을 연구하였다. 또한 최근에는 김철주[8], Shimizu와 Yamazaki[14]등이 나선형 코일을 관 내벽에 삽입하여 내부 유동을 촉진시키는 방안도 제시되고 있다. Lin[13]의 연구

에서는 응축액이 매끈한 원통표면을 따라 증발부로 귀환된다. 그러나 본 연구에서는 원형관의 관내벽에 응축부 끝단으로부터 증발부까지 관 내벽에 깊이 2mm, 폭 3mm의 사각 그루브 관로를 설치하여 응축액이 이 통로를 통해 유동시킴으로써 나머지 구간의 응축부에서 응축액막의 두께를 얇게할 수 있다. 본 연구에서는 내면에 그루브를 갖는 회전 히트파이프의 열전달 특성을 파악하고자 하였으며, 또한 전체 원형 단면을 갖는 히트파이프와 열전달 성능을 파악하여 내부 그루브에 의한 효과를 실험적으로 검토하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 히트파이프의 제작

축소형 모터 축의 직경은 보통 25~40mm 정도가 많이 이용되고 있으며, 이 경우 축의 중심부에 직경 20~30mm의 히트파이프를 설치할 수 있다. 본 연구에서는 2가지 형상의 히트파이프를 제작하였다. Fig. 1과 같이 증발부는 원형관을 가지고 나머지 구간은 그루브를 갖는 형상과 전체 원형 단면을 갖는 히트파이프를 제작하였다. 그루브는 응축부와 단열부에만 존재하며, 깊이와 너비가 각각 2, 3mm인 그루브가 축방향으로 3개 가공되어 있다. 증발부와 응축부의 길이는 150mm, 단열부가 60mm를 갖도록 전체 길이 360mm의 히트파이프 형상을 결정하였다. 그리고 관재질과 작동 유체는 상호간의 적응성과 제작의 편의성을 고려하여 구리관과 증류수를 사용하였으며, 자세한 제원은 Table 1에 나타나있다.

Table 1 Design parameters of heat pipes fabricated for the present study

Type	Heat pipe with grooves	Heat pipe without groove
Internal structure of pipe	Adia. & Con. region : Number of grooves : 3, Depth of groove : 2mm, Width of groove : 3mm Eva. region : Circular cross section	Longitudinally uniform circular cross section
Fill charge ratio	$\Psi = 20\%$	
Container dimension	Outer diameter : 24.5mm Inner dia. : 20.5mm(Eva.) Inner dia. : 16.3mm(Adia. & Con.)	Outer diameter : 22mm Inner diameter : 18mm
	Length of Evaporator, Condenser : 150mm Length of Adiabatic : 60mm	
Container	Copper	
Working fluid	Water	

2.2 실험장치의 구성 및 실험 방법

실험 장치의 구성은 Fig. 2에서와 같이 히트파이프와 히트파이프를 회전하기 위한 가변 속도 모터와 모터 제어 장치 그리고 가열, 냉각 및 온도 측정을 위한 주변기기 등으로 구성되어 있다. 증발부의 외벽에는 균일한 열유속을 공급하기 위하여 전기 저항선(7 Ω/m)이 나선상으로 균일하게 감겨져 있다. 열선과 전력원과의 연결은 증발부 양단에 히트파이프 벽과

절연된 원통형 단자를 통하여 연결되며, 이 단자는 두께 0.2mm, 폭 10mm의 구리판으로 제작한 판형 고정 브러쉬에 연결되어 전기 공급이 이루어진다. 열부하는 가변전압기를 이용하여 공급 전압을 변화시켰으며, 열선에서 발생된 열이 외부로 나가는 열손실을 최소화하기 위하여 열선 주위를 운모지와 유리 섬유 등의 단열재로 두께 약 20mm의 피복을 설치하였다. 증발부에서 응축부로 전달된 열은 수냉각 방식으로 제거하였으며, 냉각수의 온도와 유량은 항온조를 이용하여 조절하였다. 냉각수는 그림에서 보이는 것과 같이 냉각 용기에 설치된 분배기(distributor)를 통하여 히트파이프 응축부 관 외벽에 액막 흐름을 형성할 수 있도록 공급하였다. 분배기에는 축방향으로 1cm간격으로 직경 1.5mm의 구멍이 배열되어 있다. 히트파이프의 벽면온도를 측정하기 위하여 열전대(T-type, $\phi=0.12\text{mm}$)를 히트파이프 외벽면에 납땜으로 접합하였다. 열전대 측정점은 증발부, 응축부에 3점, 단열부에 2점이 설치되어 있고, 이들 열전대는 회전체의 끝단에 설치된 slip ring에 연결되어 있고 열전대의 온도 측정 및 저장을 위하여 hybrid recorder를 이용하였다. 회전 본 실험에서는 회전수와 열속 범위를 각각 $300 \leq n \leq 1650(\text{rpm})$, $10 \leq q'' \leq 85(\text{kW/m}^2)$ 까지 변화시키면서 실험을 수행하여 회전 히트파이프의 성능을 파악하였다.

2.3 열전달 계수의 계산

히트파이프가 정상 작동을 할 때 증발부, 응축부 및 단열부는 등온성을 나타내며, 증발부와 응축부의 평균온도를 사용하여 평균열전달계수를 (1),(2)식에 의해 계산하였다.

$$\bar{h}_e = \frac{Q_{out}}{A_e(\bar{T}_e - T_v)} \quad \bar{h}_c = \frac{Q_{out}}{A_c(T_v - \bar{T}_c)} \quad (1), (2)$$

여기서 A_e , A_c 는 히트파이프의 증발부와 응축부의 내부 면적이며, \bar{T}_e , \bar{T}_v , \bar{T}_c 는 각각 증발부, 단열부, 응축부의 평균온도를 나타낸다. 본 실험에서는 증기 온도 측정은 못하였고, 회전 히트파이프 단열부의 온도를 사용하여 증발부와 응축부의 열전달계수를 계산하였다. 한편 Q_{out} 은 히트파이프를 통하여 이송된 열전달량으로써 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) \quad (3)$$

여기서 \dot{m} 은 항온조에서 공급되는 냉각수의 질량유동율이며, C_p 는 냉각수의 비열, T_{in} 은 냉각조의 분배기에서 공급되는 냉각수의 온도이며, T_{out} 은 열파이프와 접촉후 냉각조내에 있는 냉각수의 온도를 2개의 열전대를 병렬로 연결하여 평균온도를 측정된 것이다.

3 실험 결과 및 고찰

3.1 회전 히트파이프의 정상작동 상태

Fig. 3, 4는 응축부에 그루브를 갖는 회전 히트파이프와 원형 단면 형상을 갖는 히트파이프의 회전수 변화에 대한 증발부, 단열부 및 응축부의 벽면 온도분포를 나타내고 있다. 회전수에 따라 내부 작동 유체의 유동 형태가 풀 유동 또는 환상 유동을 이루기 때문에 내부 작동 유체의 상변화 메커니즘이 변화하며, 이 결과 벽면의 온도 분포 및 열전달 계수에 영향

을 미친다. Fig. 3은 응축부에 그루브를 갖는 회전 히트파이프에서 증발부에 가해지는 열속이 $q'' = 20\text{kW/m}^2$ 으로 일정한 경우로써 초기 시동 상태인 300rpm에서 1650rpm까지 단계적으로 회전수를 증가시키면서 관찰한 결과이다. 회전수가 300~1050rpm 범위에서 증발부와 응축부의 온도차는 약 15°C 정도로써 정상 상태를 유지하며 큰 변화를 보이지 않는다. 회전수가 1200rpm에 도달되면 증발부와 함께 단열부의 벽면 온도가 상승하며 정상상태에서 증발부와 응축부의 온도차가 약 25°C 정도로써 열저항이 급격히 증가하는 것을 볼 수 있다. 이와 같이 회전수 변화에 대한 히트 파이프의 벽면 온도의 변화로부터 내부 유체의 유동 형태가 완전히 환상 유동으로 천이됨을 알 수 있다. 초기 작동후 회전수 범위가 300~1050rpm까지는 증력장이 지배적인 풀 유동 영역으로써 관의 단면 상부를 따라 형성되는 얇은 액막을 통한 열전달로 인하여 열저항이 작게 나타난다. 회전수가 1200rpm에 도달되면 환상 유동이 확립되어 앞의 풀 유동에 비하여 벽면에 형성되는 액막 두께가 증가하여 열저항이 증가하게 된다. 그러나 응축부의 그루브와 증발부와 단열부 사이에 존재하는 계단 형상으로 인하여 응축부의 열저항이 증발부에 비하여 적게 나타남을 볼 수 있다. Fig. 4는 관 전체가 원형 단면 형상을 갖는 회전 히트파이프의 회전수 변화에 대한 작동 상태를 나타내고 있다. 히트파이프의 관벽 온도 변화로부터 회전수가 300~1200rpm은 풀 유동, 1350~1650rpm 구간은 환상 유동 영역으로 구분할 수 있다. 관 전체가 원형 단면이기 때문에 증발부와 응축부의 열저항이 두 유동 영역에서 거의 일정한 값을 나타내며, 히트파이프가 정상 작동을 하고 있음을 볼 수 있다.

3.2 열전달 계수

주어진 회전 히트파이프에서 열전달 계수에 영향을 미치는 주 변수는 회전수와 열속이다. 회전수는 앞 절에서 언급한 바와 같이 히트파이프 내부 작동 유체의 유동 형태와 액막의 두께에 영향을 주고 열속은 상변화에 참여하는 작동 유체의 유동율에 관련되어 액막 두께에 영향을 준다. 그러나 회전 히트파이프에서 열속은 회전수에 비하여 그 영향이 상대적으로 적은 것으로 알려져 있다. Fig. 5는 응축부에 그루브가 있는 히트파이프에서 열속을 $q'' = 27\text{kW/m}^2$ 으로 고정하고 회전수를 300rpm에서 1650rpm까지 단계적으로 증가하였다가 다시 300rpm까지 감소시키는 1 cycle의 회전수 변화를 통하여 각 회전수에서 증발부 및 응축부의 열전달 계수를 나타낸 것이다. 300rpm에서 $h_e \approx 3200\text{W/m}^2\text{C}$, $h_c \approx 4200\text{W/m}^2\text{C}$ 로부터 회전수가 증가함에 따라 관상부에 형성되는 액막 두께가 증가하고 따라서 열전달 계수가 점차 감소하며, 회전수가 1050rpm 근처에서 유동 천이가 발생하여 $h_e \approx 1200\text{W/m}^2\text{C}$, $h_c \approx 2500\text{W/m}^2\text{C}$ 의 값을 갖는다. 한편, 회전수를 최대 회전수로부터 감소시키는 경우 750rpm까지 열전달 계수가 거의 일정한 상태를 유지하고, 이후 300~600rpm까지 도달해서야 열전달 계수가 급격하게 증가를 하고 있다. 이러한 현상은 1650rpm에서 750rpm까지 내부 유동 형태가 여전히 환상 유동 형태를 유지하고, 600rpm에서야 비로소 풀 유동으로 천이가 발생하기 때문으로 볼 수 있다. 회전수를 증가 또는 감소를 반복하게 되는 경우 내부 유동 형태는 회전수에 따라 비가역 과정을 나타내는 hysteresis 현상이 존재하며, 이러한 현상은 이미 여러 연구자들에 의해 확인되고 있다.⁽⁹⁾⁽¹²⁾⁽¹⁷⁾⁽¹⁸⁾ Fig. 6은 관 전체가 원형 단면 형상을 갖는 회전 히트파이프의 경우로써 정상상태시 각 회전수에서 계산한 증발부와 응축부의 열전

달 계수값을 나타내고 있다. 300~1200rpm 구간은 풀 유동 영역으로써 회전수가 증가함에 따라 점차 열전달 계수가 감소하는 것을 볼 수 있다. 한편 1200rpm 이후 구간은 환상 유동 영역으로써 그 열전달 계수값이 풀 유동 영역에 비하여 약 1/2~1/3정도의 값을 갖는다. 원형 단면을 갖는 회전 히트파이프가 정상 작동시 축 방향 액막 두께 구배에 의하여 증발부의 열전달 계수값이 응축부의 값보다 다소 높게 나타나는 것을 볼 수 있으며, 또한 앞의 Fig. 8 과 같이 회전수를 감소시키는 경우 저속 회전 영역에서도 환상 유동 형태가 유지되는 hysteresis 현상을 볼 수 있다. Fig. 7은 환상 유동 영역에서 내부 그루브를 갖는 히트파이프와 원형 단면을 갖는 히트파이프의 증발부 및 응축부 열전달 계수를 비교한 것이다. h_g 와 h_{ov} 은 각각 그루브를 갖는 히트파이프와 원형 단면을 갖는 히트파이프의 열전달 계수값이며, 동일 회전수에서 두 값의 비를 나타낸 결과이다. 응축부의 경우 내부 응축 액막 유동 통로인 그루브에 의해 원형 단면 히트파이프에 비하여 약 1.5배 정도의 열전달 향상을 나타내고 있다. 증발부 영역은 계단 형상에 의해 응축액이 집중되기 때문에 전체 원형 단면에 비하여 성능이 다소 저하되지만 그 차이는 크지 않게 나타났다.

3.3 열전달 한계

회전 히트파이프에서 일반적으로 작동하는 열속 범위는 정지형 히트파이프에 비하여 다소 낮은 범위에 속한다. 따라서 열전달 한계는 주로 증발부에서 열속이 증가하면 응축액의 귀환율이 평형을 이루지 못하여 증발부 끝단에서 dry-out이 발생하는데 기인하고 있으며, 회전 히트파이프의 최대 열전달율을 결정하는 주요인이 되고 있다. 이러한 문제 때문에 작동 유체 충전율의 증가, 코일의 삽입 또는 내벽에 축방향으로 경사를 갖는 구조들이 연구되었다. Fig. 8은 회전수가 일정한 상태에서 열속을 점차 증가시켰을 때 증발부에서 dry-out 현상이 발생하는 것을 보여주고 있다. 열속을 $q'' = 12 \sim 36 \text{ kW/m}^2$ 까지 단계적으로 증가시킨 구간에서는 히트파이프 전구간이 등온을 유지하며 정상 작동을 하고 있음을 볼 수 있다. 그러나 그 이후 열속을 $q'' = 48 \text{ kW/m}^2$ 으로 증가시키면 증발부의 온도가 급격히 상승하는데 이와 같이 증발부가 과열되는 것은 응축부에서 증발부로 액막의 수송이 충분하게 이루어지지 않기 때문에 증발부 끝단에서부터 dry-out이 발생한 결과로 볼 수 있다. Fig. 9는 응축부에 그루브가 있는 히트파이프와 전체 원형 단면을 갖는 히트파이프의 회전수 변화에 대한 한계 열유속을 나타내고 있다. 액막 유동 통로인 그루브와 증발부와 단열부 사이에 존재하는 계단 형상으로 인하여 열전달 한계가 원형관에 비하여 약 40%향상되는 것으로 나타났다.

4. 결론

응축부에 그루브의 형상을 갖는 회전 히트파이프는 고속 회전 영역에서 그루브가 액막을 이송시키는 역할을 하며 따라서 관 내벽에 형성되는 액막 두께를 감소시킬 수 있다. 본 연구에서는 증발부의 과열 억제 및 열전달 향상을 위하여 증발부는 원형단면, 응축부 및 단열부는 그루브를 갖는 형상의 회전 히트파이프의 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 회전 히트파이프가 저속 회전에서는 풀 유동, 고속 회전 영역에서는 환상 유동으로 천

이되며, 열전달율은 이러한 액막 유동 형태에 큰 영향을 받는다.

- 2) 응축부에 그루브를 갖는 히트파이프는 풀 유동에서 h_e 와 h_c 는 $2000 \sim 4000 \text{ W/m}^2\text{C}$, 환상 유동 영역에서 h_e 와 h_c 는 $1500 \sim 2500 \text{ W/m}^2\text{C}$ 의 값을 갖으며, 전체 원형단면을 갖는 히트파이프와 비교하여 응축부에서 약 1.5배정도의 열전달 향상을 볼 수 있었다.
- 3) 액막 유동 통로인 그루브와 증발부와 단열부 사이에 존재하는 계단 형상으로 인하여 열전달 한계가 전체 원형관에 비하여 약 40%향상되는 것으로 나타났다.

참고문헌

1. Dunn, P. D. and Reay, D. A., 1994, *Heat Pipes*. Pergamon Press, 4th edition
2. Brost, O., Unk, J. and Cander, R., 1984, Heat pipe for electric motors. *Proceedings of the 5th International Heat Pipe Conference*, pp. 359~364.
3. Thoren, F., 1984, Heat pipe cooled induction motors. *Proceedings of the 5th International Heat Pipe Conference*, pp 365~ 371.
4. Pokorny, B., Polasec, F. and Schneller, J., 1984, Heat transfer in co-axial and parallel rotating heat pipes. *Proceedings of the 5th International Heat Pipe Conference*, pp. 259~267.
5. 이영수, 장기창, 장영석, 1995, 증발부 양단에 테이퍼 응축기를 가진 회전형 히트파이프의 전열특성. *공기조화 냉동공학회 하계 학술발표논문집* pp. 82~91
6. 이진성, 이재준, 김철주, 1995, 회전식 히트파이프의 작동 특성에 관한 기초적인 연구, *대한기계학회 학술대회 논문집*, pp.610~615
7. 김철주, 이진성, 박이동, 1996, 회전 히트파이프의 내부 유동 및 열전달 특성에 관한 연구, *태양 에너지 학회 학술 대회 논문집*, pp. 123~138
8. 김철주, 이진성, 김선주, 1996, Coil-insert에 의한 회전 히트파이프의 내부 유동 및 열전달 특성에 관한 연구, *에너지 공학회 학술대회 논문집*, pp. 181~189
9. Marto, R. and Weigel, M., 1981, The Development of economical rotating heat pipes, *Proceedings of the 5th International Heat Pipe Conference.*, pp. 709~724.
10. Marto, P., J. and Wagenseil, L., L., 1979, Augmenting the Condenser Heat Transfer Performance of Rotating Heat Pipe, *Journal of AIAA*, 17(6), pp. 647~652
11. Nakayama, W., Ohtsuka, Y. and Yoshikawa, T., 1984, The effect of fine surface structure on the performance of horizontal rotating heat pipes, *Proceedings of the 5th International Heat Pipe Conference*, pp. 121~125.
12. Nakayama, W., Ohtsuka, Y., Itoh, H. and Yoshikawa, T., 1984, Optimum charge of working fluid in horizontal rotating heat pipes. *Heat and Mass Transfer in Rotating Machinery*, pp. 633-644.
13. Lin, L., 1991, Cellular flow in a rotating heat pipe with stepped wall, *Heat Recovery Systems & CHP*, 11(1), pp. 63~68.
14. Shimizu, A. and Yamazaki, S., 1987, Helical guide-type rotating heat pipes. *International Heat Pipe Conference*, pp. 545~550.

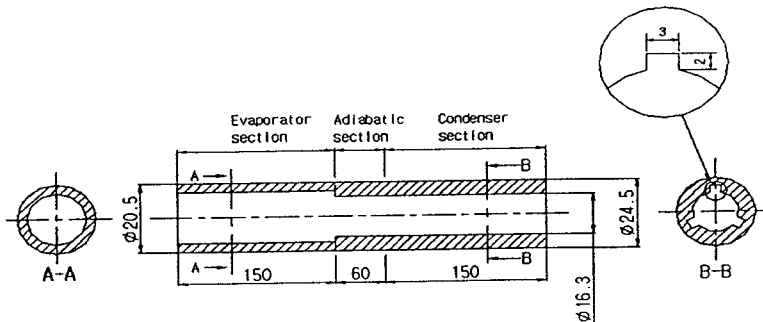


Fig. 1 Longitudinal cross section of a rotating heat pipe with grooves.

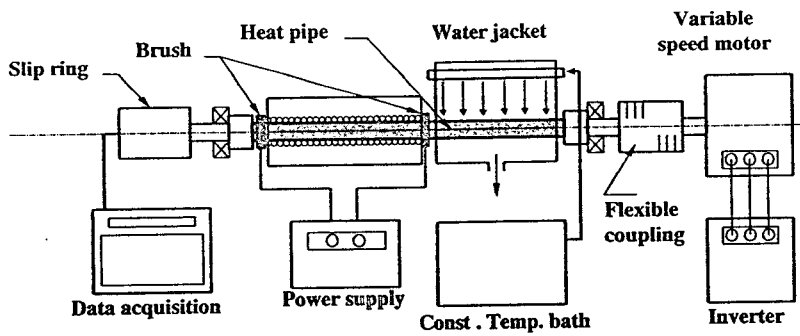


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental apparatus for performance test of a rotating heat pipe

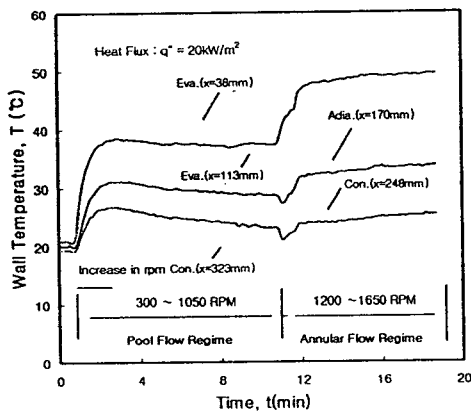


Fig. 3 Wall temperature variations with rotational speeds for the heat pipe with grooves

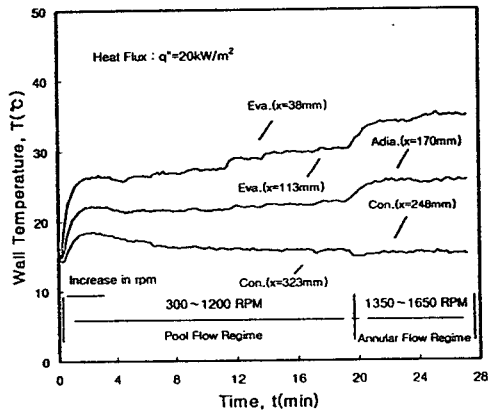


Fig. 4 Wall temperature variations with rotational speeds for the heat pipe without grooves

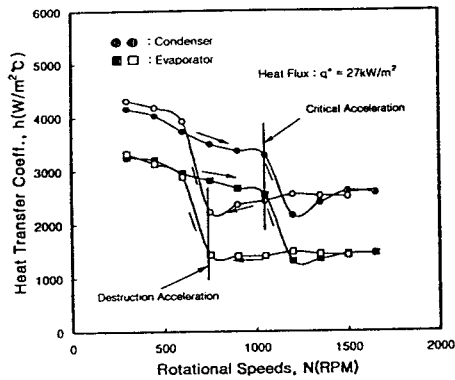


Fig. 5 Heat transfer coefficient as a function of rotational speeds for the heat pipe with grooves

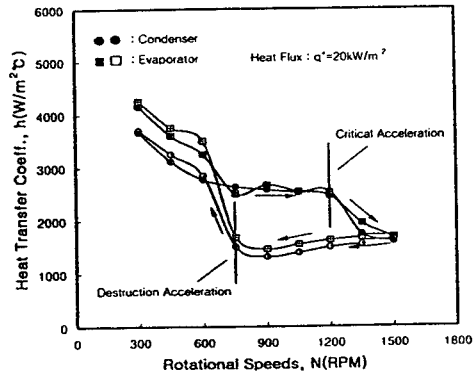


Fig. 6 Heat transfer coefficient as a function of rotational speed for the heat pipe without grooves

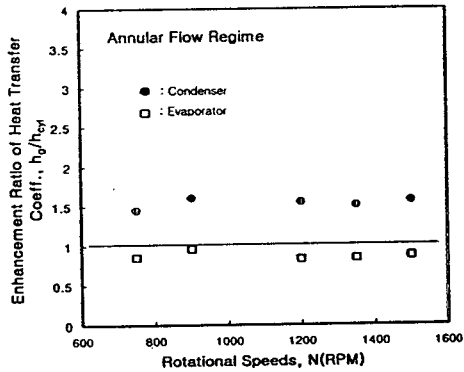


Fig. 7 The enhancement ratio of evaporator and condenser heat transfer coefficient

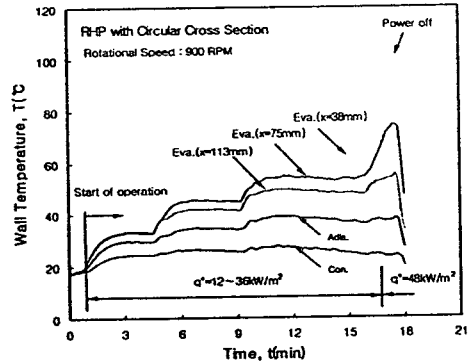


Fig. 8 Temperature rise due to local dry-out on the surface of evaporator

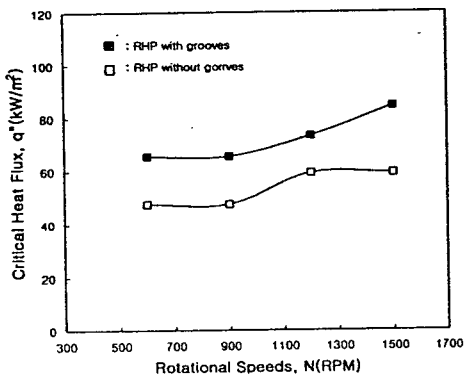


Fig. 9 Critical heat flux along with rotational speeds for 2 types of heat pipes