

회전식 수평 Heat Pipe의 개발에 관한 기초 연구

임광빈* · 이진성**

*안산공과대학 기계과, **성균관대 기계기술연구소

A Fundamental Study on Development of a Rotating Horizontal Heat Pipe

Kwang Bin Yim* and Jin Sung Lee**

*Department of Mechanical Engineering, Ansan College of Technology,

**Sungkyunkwan University, IAMT

요 약

회전 히트파이프가 작동할 때 응축 액막은 중력과 원심력에 의해 관 내벽을 따라 응축부에서 증발부로 이동된다. 회전 히트파이프의 성능은 응축 액막의 두께와 응축 액막 유동율에 의해 좌우된다. 따라서 기존의 많은 연구자들은 회전 히트파이프의 성능을 향상시키기 위하여 테이퍼, 계단식 벽면, 코일 삽입 등 관 내부의 형상에 대한 연구를 수행하였다. 본 연구에서는 회전 히트파이프의 새로운 관 내벽 형상으로 응축부에 축 방향으로 사각 그루브(groove)를 갖는 구조이다. 히트파이프가 회전하면 원심력에 의해 응축 액막이 그루브로 유동하며 따라서 응축부의 전체적인 액막 두께를 감소시킬 수 있다. 실험 결과 그루브에 의한 액막 유동 효과로써 열전달 계수가 향상되었다. 또한 응축 액막 유동 해석 결과는 본 실험치와 정량적으로 다소 차이를 나타내었으나 회전수 및 열속 변화에 대하여 정성적으로 유사한 경향을 나타내었다.

Abstract — When a rotating heat pipe is in operation, liquid condensate returns from the condenser to the evaporator along the inside surface by both components of gravitational and centrifugal forces. It was known that its performance was largely dependent on how to increase the flow rates of condensate and keep the condensate film thickness as thin as possible. Most of research works were focussed on this goal, and various inner wall structures such as tapered wall, stepped wall or coil inserted pipe etc. were developed. In the present study, a stepped wall structure with 3 internal grooves in the condenser and adiabatic zone was examined. For this system, the condensate would flow down to the evaporator through the grooves, resulting a reduced film thickness over the condenser surface. Experimental data showed an enhancement of heat transfer coefficient in the condenser zone. An analytical solution to the condensate film thickness showed that the analytically calculated values of heat transfer coefficient were considerably higher than the experimental data.

1. 서 론

회전 히트파이프는 일반적으로 관 내부에 워(wick)이 없는 2상 밀폐형 열사이폰(closed two-phase thermosyphon)의 구조를 갖고 있다^[1]. 따라서 응축부에서 증발부로의 작동유체의 귀환은 관내의 응축 액막에 작용하는 원심력과 정수압 차에 의해 이루어진다. 이러한 회전 히트파이프는 구조가 간단하고 열전달 성능이 우수하여 모

터, 발전기, 터빈, 고속의 베어링과 드릴 등 회전 기기의 냉각에 적용할 수 있다. 특히 전기 모터에 회전 히트파이프를 적용시켜 모터의 성능을 개선하려는 많은 연구가 진행되었다^{[2][3][4]}. 국내에서는 90년 이후 이영수^[5], 김철주^{[6][7][8]} 등에 의해 회전 히트파이프의 열전달 성능에 관한 기초적인 연구가 수행되었으나 이에 대한 연구 자료가 부족한 실정이다.

한편 회전 히트파이프의 열전달 성능은 열저항의 크

기와 열전달 한계에 의해 결정이 되기 때문에 이를 개선하고자 하는 것이 연구의 관심 대상이 되고 있다. 회전 히트파이프를 설계하기 위해서는 관의 지름, 길이, 재질 등의 기하학적 조건과 최대 열전달량, 회전수, 설치 방향 등의 운전조건에 대한 검토가 선행되어야 한다. 이러한 정해진 적용 환경 조건하에서 회전 히트파이프의 성능은 관내의 구조, 작동유체의 물성치와 충전량에 의해 결정된다. 그리고 회전 히트파이프의 열저항 중에서 액막에 의한 전도 저항이 지배적인 인자가 된다. 따라서 열저항을 저감시키기 위해서는 작동유체의 충전율을 최소화하고 메릿수(merit number)가 큰 작동 유체를 사용하는 것이 유리하다. 그러나 충전율을 작게 하여 액막의 두께를 감소시키면 증발부의 극부적인 dry-out에 의한 열전달 한계가 저하되는 문제가 초래 된다. 따라서 최적 충전량의 결정과 응축액의 귀환을 촉진시키기 위한 방안을 검토하는 것이 회전 히트파이프의 성능 개선을 위한 연구에서 가장 중요한 과제가 되고 있다.^{[9][10][11][12]}

응축액의 유동을 촉진시키기 위한 방법으로 다음과 같은 연구가 이루어지고 있다. 용기 내부에 나선형 핀을 설치하여 응축액에 축 방향 힘을 전달하거나 용기 내면을 모세 그루브(capillary groove)로 가공하여^[11] 모세관력을 증대시키는 방법이 있다. 또한 축 방향으로 약 1~3° 정도의 테이퍼로 내면을 가공하여^[10] 응축부에서 증발부로 응축액의 유동율을 높이는 방법 등이 있다. 또한 증발부의 유동단면을 나머지 구간보다 크게 하여 dry-out의 발생을 억제시키는 계단식 벽면 구조^[13] 등이 있다. 또한 최근에는 코일 또는 4각 단면의 환을 관 내벽에 설치하여 내부 유동을 촉진시키는 방안도 제시되고 있다.^{[8][14]}

본 연구에서는 계단식 구조를 갖는 회전 히트파이프에서 응축부와 단열부 구간에 축 방향으로 3개의 4각 단면 그루브를 설치함으로써 응축 열전달 촉진 효과를 얻을 수 있음을 실험 및 해석적으로 확인하였다.

2. 작동 원리

2-1. 유동 형태와 천이

주어진 회전 히트파이프에서 열전달 특성은 관 내부 응축 액막의 유동 형태에 큰 영향을 받는다.^{[11][12][16]} 그리고 유동 형태는 회전수 변화에 따라 Fig. 1에서 보는 바와 같이 크게 풀(pool) 유동 영역과 환상 유동 영역으로 구분된다. 풀 유동 영역은 저속 회전을 할 때 중력장이 원심력장에 비하여 응축 액막의 유동에 지배적인 영향을 미치기 때문에 응축액의 대부분이 관하부에 풀 상태로 존재하게 된다. 한편, 환상 유동 영역은 고속 회전수 영역에서 발생하는 유동 형태로서 원심력에 의해 관 내벽에 원주 방향으로 균일한 액막이 환상류 형태로 형성된다.

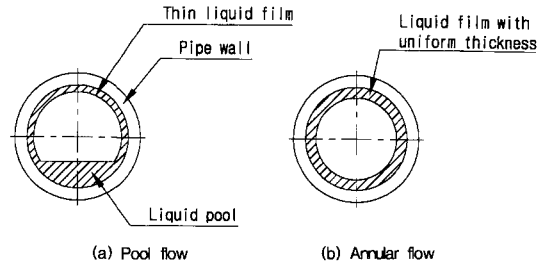


Fig. 1. Flow patterns of two-phase flow in a horizontal rotating heat pipe with circular cross section.

2-2. 액막 해석

2-2-1. 풀(pool) 유동 영역

내부 유동에 영향을 미치는 각 인자들간의 차원 해석 및 가시화 실험을 수행한 Ohtsuka 등^[17] 연구 결과에 의하면 유체의 점성력과 표면장력은 회전수 및 충전율에 비하여 매우 적은 영향을 미치는 인자임을 설명하였다. 따라서 회전 히트파이프가 저속 회전을 할 때에는 응축 액막의 유동에 작용하는 힘은 중력장이 지배적인 인자가 된다. 이 경우 액상 작동 유체의 대부분이 관 하부에 풀 상태로 유동하게 되며, 관 상부는 상대적으로 매우 얇은 액막이 형성된다. 열유속이 작은 경우 관 하부 풀에서 비등이 발생하지 않기 때문에 열전달은 관 상부 표면을 따라 형성된 액막을 통하여 증발과 응축에 의해 이루어지게 된다. Semena & Khmelev^[15]는 열전달이 없는 원통형 회전 관에서 내부 유체의 풀(pool) 깊이와 관 상부에 형성되는 액막 두께에 대한 해석을 수행하여 관 하부에 풀이 존재하고 상부에 균일한 액막 두께가 형성되었을 때 풀의 최대 깊이 및 액막 두께에 대한 관계식을 각각 (1), (2)식과 같이 제시하였다.

$$h=R(1-\cos\phi_z)+\delta_o\cos\phi_z \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서 } \phi_z &= \left[\frac{3(V-2\pi R\delta_o)}{2(R-\delta_o)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \\ \Delta_o &= 2 \times 10^{-2} \frac{Ca^{0.68}}{\Delta^{0.36}} \exp(11.8A) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\text{여기서 } \Delta_o = \frac{\delta_o}{R}, \quad \Delta = \frac{\bar{\delta}}{R}, \quad A = \frac{a}{R}$$

$$Ca = \frac{\omega R \mu}{\sigma}: \text{ capillarity number}$$

2-2-2. 환상 유동 영역

원심력이 중력에 비하여 매우 큰 고속 회전인 경우 액막은 관 내벽에 축 방향으로 균일한 두께를 갖는 환상류가 된다. Vasiliev와 Khrolenok^[16]는 내부에 축방향으로 그루브를 갖는 회전 히트파이프가 고속으로 회전하

여 축 방향으로 균일한 액막이 형성할 때 회전수와, 유체의 물성치, 열적 조건 등을 고려하여 원주 방향의 액막 두께 분포에 대한 해석을 하였다. Fig. 2에서와 같이 원주 방향으로 응축 액막의 구배가 존재할 때 액막내에 운동량 방정식과 연속 방정식을 적용시키고 에너지 평형식에 의해 (3)식과 같은 액막 두께 분포에 대한 비선형 방정식을 얻었다.

$$\delta^4 - \delta_m^4 - \frac{3}{5R}(\delta^5 - \delta_m^5) - \frac{1}{10R^2}(\delta^6 - \delta_m^6) = \frac{6\mu q R}{\rho^2 \omega^2 h_{fg}}(\varphi_c^2 - \varphi^2) \quad (3)$$

여기서 δ_m 은 원주 방향 액막의 최소 두께로써 회전관에서 모서리로 유동하는 경우의 다음과 같은 관계식^[16]을 사용하였다.

$$\delta_m = \frac{\left[\frac{2V^2}{(\pi^2 \omega^2)} \right]^{\frac{1}{3}}}{2R} \quad (4)$$

여기서 V는 액막의 체적 유동율, ω 는 회전수 그리고

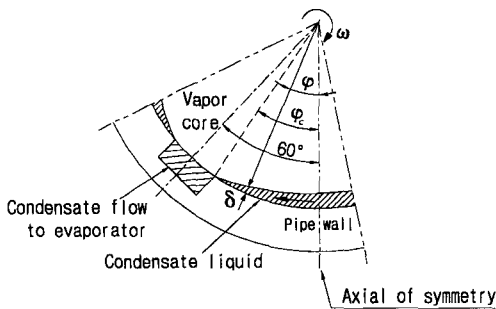


Fig. 2. Coordinate system of condensate flow at condenser.

R은 관의 반경을 나타낸다.

따라서 윗 식들을 이용하여 해석적인 방법으로 내부 그루브가 있는 경우 원주 방향 액막 두께 분포를 계산할 수 있다.

3. 실험장치 및 방법

축소형 모터 축의 직경은 보통 25~40 mm 정도가 많이 사용되고 있으며, 이 경우 축의 중심부에 직경 20~30 mm의 히트파이프를 설치할 수 있다. Fig. 3은 본 실험용 회전 히트파이프의 형상을 나타내고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 증발부는 원형관이고 나머지 구간은 관 내면에 사각 그루브를 갖는 형상으로써 증발부와 응축부의 길이는 각각 150 mm, 단열부의 길이는 60 mm이다.

그리고 관 재질과 작동 유체는 상호간의 적합성과 제작의 편의성을 고려하여 구리와 증류수를 사용하였다.

실험 장치는 Fig. 4에서와 같이 히트파이프와 히트파이프를 회전하기 위한 가변 속도 모터 및 모터 제어장치 그리고 가열, 냉각 및 온도 측정을 위한 주변기기 등으로 구성되어 있다. 균일한 열유속을 공급하기 위하여 증발부의 외벽에 전기 저항선(7 Ω/m)을 나선상으로 균

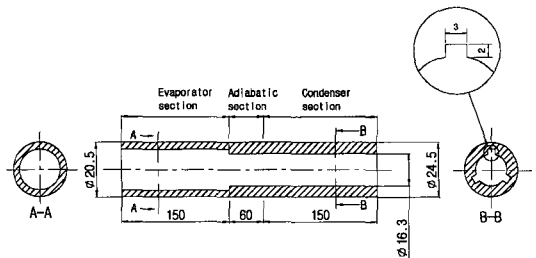


Fig. 3. Longitudinal cross section of a rotating heat pipe with 3 rectangular.

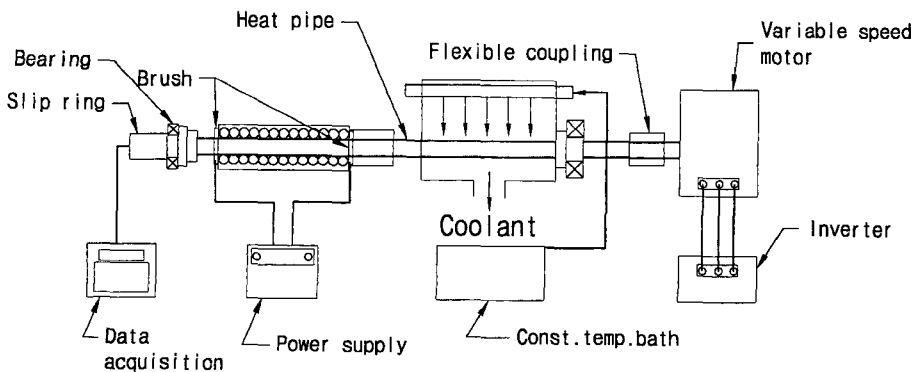


Fig. 4. Schematic diagram of the experimental apparatus for performance test of a rotating heat pipe.

일하게 감았다. 열선과 전력원과의 연결은 증발부 양단에서 관벽과 절연된 원통형 단자를 이용하였으며, 이 단자는 두께 0.2 mm, 폭 10 mm의 구리판으로 제작한 판형 고정 브러쉬에 연결되어 전기 공급이 이루어진다. 열부하는 가변 전압기를 이용하여 변화시켰으며, 외부로의 열손실을 최소화하기 위하여 열선 주위에 운모지와 유리 섬유 등으로 단열 하였다.

그림에서 보는 것과 같이 증발부에서 응축부로 이동된 열은 수냉각 방식으로 제거하였으며, 냉각수는 냉각용기에 설치된 분배기(distributor)를 통하여 응축부 외벽에 액막 흐름을 형성할 수 있도록 하였다. 그리고 분배기에는 직경 1.5 mm의 구멍이 축방향으로 1 cm 간격으로 배열되어 있다. 한편 히트파이프의 벽면온도를 측정하기 위하여 열전대(T type, $\phi=0.12$ mm)를 외벽에 납땜으로 접합하였다. 열전대 측정점은 증발부, 응축부에 각각 3점, 단열부에 2점이 있고, 이들 열전대는 회전체의 끝단에 설치된 slip ring에 연결되어 있다. 그리고 열전대의 온도 측정 및 자료처리는 Hybrid Recorder(DR-232, YOKOGAWA)와 PC를 이용하였다. 회전 히트파이프의 성능에 관련된 중요한 운전인자들은 회전수, 열유속 등이므로 본 연구에서는 회전수(300~1650 rpm)와 열유속(1~30 kW/m²)을 상호 변화시키면서 회전 히트파이프의 성능에 관한 실험을 수행하였다.

4. 결과 및 고찰

4-1. 응축 액막 두께

회전관내의 하부 풀의 깊이와 상부에 형성되는 얇은 액막 두께는 Semena & Khmelev^[15]가 시도한 해석 방법을 이용할 수 있다. Fig. 5는 이러한 해석방법에 의한

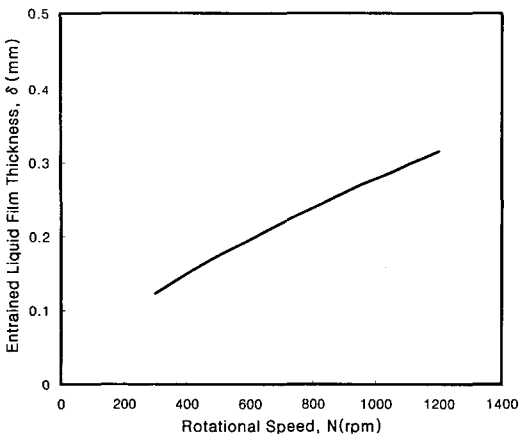


Fig. 5. Variations of the entrained liquid film thickness as a function of rotational speed (from eq. (2)).

결과로써 작동 유체는 물, 충전율을 20%로 고정한 경우 관벽의 회전에 의해 상부에 형성되는 액막 두께 변화를 나타내고 있다. 그림에서 회전수가 300 rpm에서 1000 rpm으로 변화함에 따라 관의 단면 상부에 형성되는 액막 두께는 약 0.1에서 0.3 mm로 선형적으로 증가하고 있음을 알 수 있다. 풀 유동 영역에서는 액막의 전도 열전달로 가정하여 해석적인 방법으로 열전달 계수를 예측할 수 있다.

Fig. 6은 액막 두께를 근거로 해석한 열전달 계수를 실험치와 상호 비교한 것으로써 회전수가 증가함에 따라 관 상부에 형성되는 액막 두께가 두꺼워짐을 나타내고 있다. 따라서 액막 두께 증가에 따른 전도 열저항 증가에 의해 열전달 계수가 감소하는 경향을 볼 수 있

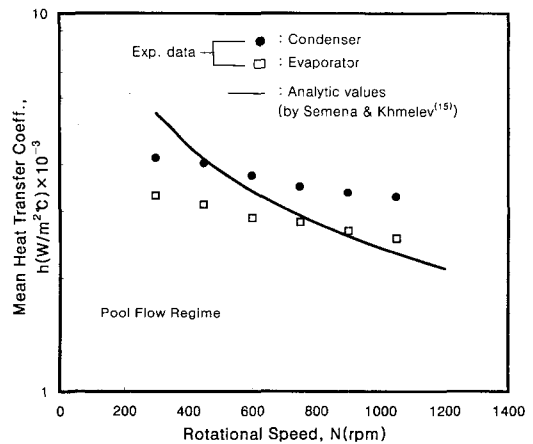


Fig. 6. Variations of the mean heat transfer coefficient with the rotational speed when pool flow regime was established.

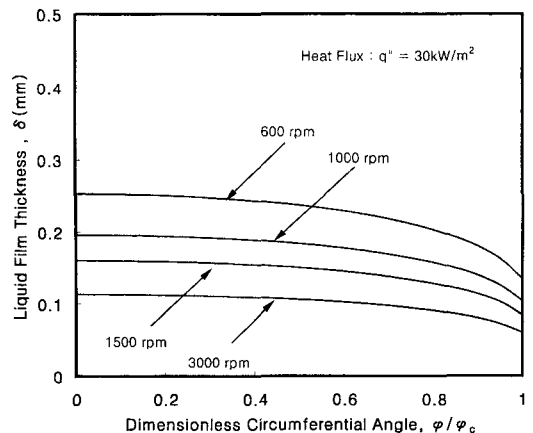


Fig. 7. Circumferential condensate film distribution for different values of rotational speed.

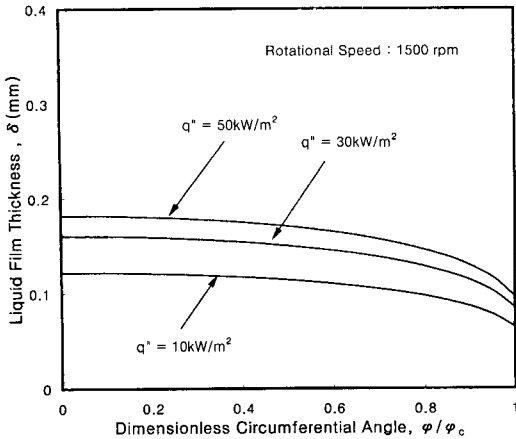


Fig. 8. Circumferential condensate film distribution for different values of heat flux.

며, 해석치는 실험치와 정성적으로 근접된 경향을 나타내고 있다.

한편 고속 회전인 환상 유동 형태에서는 Vasiliev & Khrolenok¹⁶⁾의 해석 방법을 이용하여 내부 그루브가 있는 경우 원주 방향 액막 두께 분포를 계산할 수 있다. (3), (4)식을 이용하여 본 연구에서는 원주 방향의 액막 두께를 Newton-Raphson 수치 해법으로 계산하였다. Figs. 7, 8은 그 해석 결과로써 Table 1에 제시된 본 실험용 회전 히트파이프의 재원을 이용하여 회전수 및 열속 변화에 대한 원주 방향의 액막 두께 분포를 나타내었다. 그림에서 회전수가 증가할수록 액막 두께 분포선의 구배가 완만해지는데 이는 축 직각 방향으로 액막에 작용하는 원심력이 커지기 때문이다. 또한 열속이 증가할수록 응축부의 액막 표면에서 응축되는 증기의 양이 증가하므로 액막 두께가 두꺼워지는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 액막 두께 분포에 의한 이론적인 열전달 계수와 실험치를 비교한 것이다. 실험에 의한 응축 열전달 계수는 2000~3000 W/m²·C로써 해석결과는 실험치에 비하여 약 1.5배 크게 나타내고 있다. 그러나 회전수와 열속의 변화가 열전달 계수에 미치는 영향은 해석 결과

Table 1. Specification of the heat pipe for present study.

Components	Material	Dimension & Fill charge ratio
Container	Copper	Outer Diameter: 24.5 mm
		Length of Evaporator: 150 mm
		Length of Adiabatic: 60 mm
		Length of Condenser: 150 mm
Working fluid	Water	Purity: 99.99% Fill charge ratio: 20%

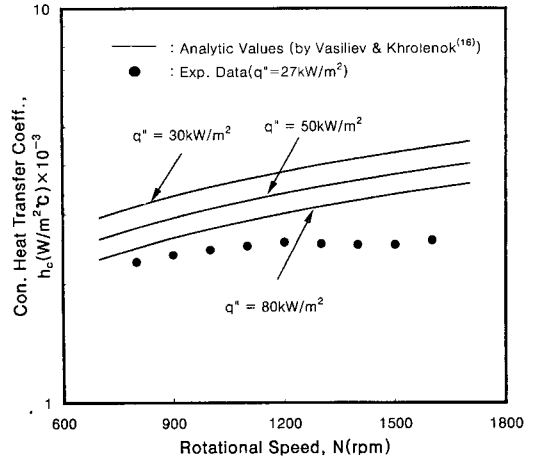


Fig. 9. Mean heat transfer coefficient of condenser versus rotational speed. Experimental data are compared with analytic solution.

와 유사한 경향을 나타내는 것을 볼 수 있다. 이러한 비교로부터 응축 해석 결과는 열전달 계수에 대한 회전수와 열속의 관계가 정성적으로 일치하고 있으나 정량적으로 다소 차이가 나타났다.

4-2. 회전 히트파이프의 작동 상태

Fig. 10은 본 실험용 회전 히트파이프의 회전수 변화에 따른 증발부, 단열부 및 응축부의 온도 변화를 나타낸 것이다. 이때 증발부에 공급되는 열속은 20 kW/m²로 일정한 상태이다. 회전 관 내부 작동 유체의 유동 형태는 회전수에 따라 풀 유동 또는 환상 유동을 이루기 때

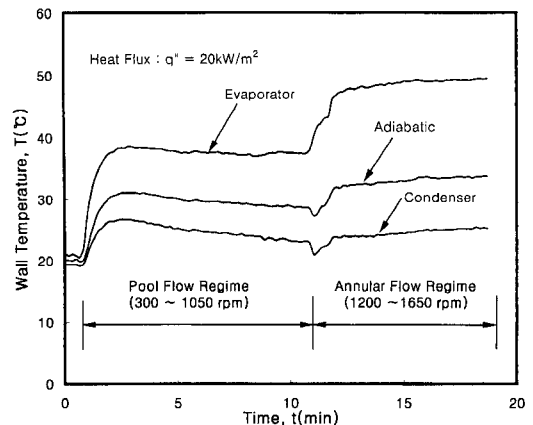


Fig. 10. Variations of wall temperatures when rotational speed was increased step wisely from 300 to 1650 rpm ($q''=20 \text{ kW/m}^2$).

문에 내부 작동 유체의 상변화 메커니즘이 변화하며, 이 결과 벽면의 온도 분포 및 열전달 계수에 영향을 미친다. 회전수가 300~1050 rpm 범위에서 증발부와 응축부의 온도차는 약 10°C 정도로 정상 상태를 유지하며 큰 변화를 나타내지 않는다. 그러나 회전수가 1200 rpm에 도달하면 증발부와 함께 단열부의 벽면 온도도 상승하며, 정상 상태에서 증발부와 응축부의 온도차가 약 40°C 정도로 열저항이 급격히 증가한다. 이와 같은 벽면 온도의 변화로부터 내부 유체의 유동 형태가 완전히 환상 유동으로 천이됨을 알 수 있다.

초기 작동 후 회전수 범위가 300~1050 rpm에서는 중력장이 지배적인 풀 유동 영역으로써 관 상부에 형성되는 얇은 액막을 통한 열전달로 인하여 열저항이 작게 나타난다. 회전수를 더욱 증가시켜 1200 rpm에 도달하면 증발부와 응축부의 열저항이 모두 증가한다. 이것은 내부 유동 형태가 용기 전체 길이에서 환상 유동으로 확립되어 풀 유동에 비하여 벽면에 액막이 모두 성장하여 이 액막을 통한 전도 열저항이 증가하기 때문이다.

회전 히트파이프의 열전달 계수에 영향을 미치는 주요 변수는 회전수와 열유속이다. 먼저 회전수는 앞에서 언급한 바와 같이 히트파이프 내부 작동 유체의 유동 형태와 액막의 두께에 영향을 주고, 열유속은 상변화하는 작동 유체의 유동율에 관련되어 길이 방향 액막 두께에 영향을 준다. 그러나 열유속은 회전수에 비해 그 영향이 상대적으로 작은 것으로 알려져있다.

히트파이프가 정상적으로 작동할 때 증발부, 응축부 및 단열부는 등온성을 나타내며, 증발부와 응축부의 평균온도를 사용하여 평균 열전달 계수는 (5), (6)식에 의해 계산하였다.

$$h_c = \frac{Q_{out}}{A_c(T_c - T_v)} \quad (5)$$

$$h_e = \frac{Q_{out}}{A_e(T_v - T_c)} \quad (6)$$

여기서 A_e , A_c 는 히트파이프의 증발부와 응축부의 내부 전열면적이며, T_v , T_c , T_e 는 각각 증발부, 단열부, 응축부의 평균온도를 나타낸다. 본 연구에서는 단열부의 평균 온도를 증기온도로 가정하여 증발부와 응축부의 열전달계수를 계산하였다.

한편 Q_{out} 은 히트파이프를 통하여 이송된 열전달량으로써 다음과 같이 구하였다.

$$Q_{out} = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) \quad (7)$$

여기서 \dot{m} 은 항온조에서 공급되는 냉각수의 질량유동율이며, C_p 는 냉각수의 비열, T_{in} 은 냉각조의 분배기에서

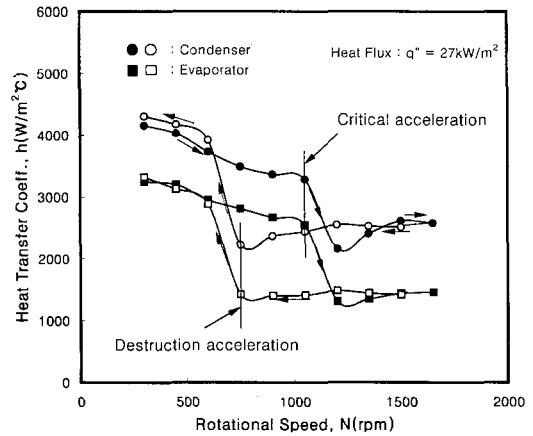


Fig. 11. Variations of mean heat transfer coefficient with rotational speed. Hysteresis phenomenon was observed for the process of 1 cyclic change of rotational speed.

공급되는 냉각수의 온도이며, T_{out} 은 히트파이프와 접촉 후 냉각 용기내에 설치한 2개의 열전대를 병렬로 연결하여 냉각수의 평균온도를 측정된 것이다.

Fig. 11은 열유속을 27 kW/m²로 고정하고, 회전수를 300 rpm에서 1650 rpm까지 단계적으로 증가하였다가 다시 300 rpm으로 감소시키는 1 Cycle 동안의 회전수 변화에 따른 증발부와 응축부의 열전달 계수를 나타낸 것이다. 회전수가 증가함에 따라 관 상부에 형성되는 액막 두께가 증가하므로 열전달 계수가 점차 감소하며, 회전수가 1200 rpm에서 부분적인 유동 천이가 발생하여 열전달 계수가 급격히 감소함을 볼 수 있다. 한편 회전수를 감소시키는 경우 750 rpm까지 열전달 계수가 거의 일정한 상태를 유지하고, 이후 600~650 rpm에 도달하여 열전달 계수가 급격하게 증가하고 있다. 이러한 현상은 1650 rpm에서 700 rpm까지 내부 유동 형태가 여전히 환상 유동 형태를 유지하고, 650 rpm에서 비로소 풀 유동으로 천이가 발생하기 때문으로 볼 수 있다. 회전수를 증가 또는 감소를 반복하는 경우 내부 유동 형태는 회전수와 함께 전 단계의 유동 형태에 영향을 받는 현상, 즉 hysteresis 현상이 존재하는 것은 이미 여러 연구자들^{[9][12][17][18]}에 의해 연구되었다.

5. 결 론

본 연구에서는 3개의 그루브를 갖도록 설계, 제작한 회전 히트파이프의 작동 실험과 응축 액막 해석을 통하여 다음과 같은 내용의 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 풀 유동 영역에서 관 상부에 형성되는 액막 두께

는 회전수에 따라 증가한다. 액막 두께를 토대로 해석한 열전달 계수는 실험 결과와 유사한 경향을 나타내었다.

2) 환상 유동 영역에서는 회전수가 증가할수록 액막 두께 구배는 액막에 작용하는 원심력에 의해 완만해지며, 또한 열속이 증가할수록 액막 표면에서 응축되는 증기의 양이 증가하여 액막 두께 구배가 증가하는 것을 알 수 있었다.

3) 본 실험에서 유동 형태에 따라 열전달 계수는 풀 유동에서는 2000~4000 W/m²C, 환상 유동 영역에서는 1500~2500 W/m²C의 값을 나타내었다.

끝으로 본 연구용 회전 히트파이프와 같이 증발부와 단열부 사이에 계단식 구조인 경우 전체 동일크기의 원형 단면을 갖는 회전 히트파이프에 비하여 dry-out의 발생이 억제 및 열전달이 향상될 것으로 예상되며 이에 대한 깊은 연구가 이루어져야 할 것으로 생각된다.

사용기호

a	: 리플라스의 캐필러리 수, $(\sigma/\rho g)^{1/2}$
Ca	: 캐필러리 수, $\frac{\omega R \mu}{\sigma}$
C _p	: 정압비열 [J/kg°C]
Fr _c	: 프라우드수, $\frac{R \omega^2}{g}$
h	: 열전달 계수 [W/m ² C]
h	: 풀(Pool)의 최대깊이 [mm]
h _{fg}	: 증발잠열 [J/kg]
m	: 질량 유동율 [ml/sec]
N	: 회전수 [rpm]
Q	: 열전달율 [W]
q"	: 열유속 [kW/m ²]
R	: 반지름 [mm]
T	: 온도 [°C]
t	: 시간 [min]
V	: 관내의 유체체적 [ml]
δ	: 액막두께 [mm]
δ _o	: 관상부에 형성된 액막 두께 [mm]
$\bar{\delta}$: 평균 액막 두께 [mm]
δ _m	: 최소 액막 두께 [mm]
$\frac{\Delta_o}{\Delta}$: 무차원 액막 두께
$\frac{\Delta}{\Delta}$: 무차원 평균 액막 두께
φ _z	: 관중심에서 풀(Pool)이 이루는 각의 1/2 [degree]
ψ	: 작동유체충전율, (작동유체체적/관의 내부체적 × 100) [%]
ω	: 각속도 [rad/s]

하첨자

a	: 단열부
c	: 응축부
e	: 증발부

감사의 글

이 논문은 1997년 한국학술진흥재단의 공모과제 연구비에 의하여 연구되었기에 이에 감사드립니다.

참고문헌

- Dunn, P.D. and Reay, D.A.: "Heat Pipes", Pergamon Press, Oxford (1994).
- Brost, O., Unk, J. and Canders, W.R.: "Heat pipes for electric motors", Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., pp. 359-364, Japan (1984).
- Thoren, F.: "Heat pipe cooled induction motors", Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., pp. 365- 371, Japan (1984).
- Pokorny, B., Polasec, F. and Schneller, J.: "Heat transfer in co-axial and parallel rotating heat pipes", Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., pp. 259-267, Japan (1984).
- 이영수, 장기창, 장영석: "증발부 양단에 테이퍼 응축기를 가진 회전형 히트파이프의 전열특성", 공기조화냉동공학회 하계학술발표논문집, pp. 82-91 (1995).
- 이진성, 이재준, 김철주: "회전식 히트파이프의 작동 특성에 관한 기초적인 연구", 대한기계학회 학술대회 논문집, pp. 610-615 (1995).
- 김철주, 이진성, 박이동: "회전 히트파이프의 내부 유동 및 열전달 특성에 관한 연구", 태양 에너지학회 학술대회논문집, pp. 123-138 (1996).
- 김철주, 이진성, 김선주: "Coil-insert에 의한 회전 히트파이프의 내부 유동 및 열전달 특성에 관한 연구", 에너지공학회 학술대회논문집, pp. 181-189 (1996).
- Marto, R. and Weigel, M.: "The Development of economical rotating heat pipes", Proc. 4th Int. Heat Pipe Conf., pp. 709-724 (1981).
- Marto, P.J. and Wagenseil, L.L.: "Augmenting the Condenser Heat Transfer Performance of Rotating Heat Pipe", J of AIAA, Vol. 17, No. 6, pp. 647-652 (1979).
- Nakayama, W., Ohtsuka, Y. and Yoshikawa, T.: "The effect of fine surface structure on the performance of horizontal rotating heat pipes", Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., pp. 121-125 (1984).
- Nakayama, W., Ohtsuka, Y., Itoh, H. and Yoshikawa, T.: "Optimum charge of working fluid in horizontal

- rotating heat pipes”, Heat and Mass Transfer in Rotating Machinery, pp. 633-644 (1984).
13. Lin, L.: “Cellular flow in a rotating heat pipe with stepped wall”, Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 11, No.1, pp. 63-68 (1991).
 14. Shimizu, A. and Yamazaki, S.: “Helical guide-type rotating heat pipes”, Int. Heat Pipe Conf., pp. 545-550 (1987).
 15. Semena, M.G. and Khmelev, Yu. A.: “Hydrodynamic Regimes of a Liquid in a Smooth-Walled Rotating Heat Pipe 1,” Inzhenerno-Fizicheskii Zhurnal, Vol. 43, pp. 766-774 (1982).
 16. Vasiliev, L.L. and Khrolenok, V.V.: “Heat Transfer in Rotating Heat Pipes”, Proc. 7th Int. Heat Pipe Conf., pp. 285-293 (1990).
 17. Ohtsuka, Y., Nakayama, W. and Yoshikawa, T.: “水 平な自軸まわりに回轉するヒトハオイフの性能”, 日本機械學會論文集 pp. 2162-2170 (1984).
 18. Katsuta, M., Kigami, H., Nagata, K., Sotani, J. and Koizumi, T.: “Performance and Characteristics of a Rotating Heat Pipe”, Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., pp. 126-132, Japan (1984).
 19. 이진성, 김철주, 이재준: “원통형 회전 히트파이프의 내부 유동 및 열전달 특성에 관한 연구”, 대한기계학회논문집, 제22권, 제10호, pp. 1217-1228 (1998).