

# 원통형 회전 히트파이프의 내부 유동 및 열전달 특성에 관한 연구

이진성\* · 이재준\*\* · 김철주\*\*\*

(1997년 6월 2일 접수)

## A Study on the Internal Flow Patterns and Heat Transfer Characteristics for a Cylindrical Rotating Heat Pipe

Jin Sung Lee, Jae Jun Lee and Chul Ju Kim

**Key Words :** Rotating Heat Pipe(회전 히트파이프), Fill Charge Ratio(작동 유체 충전율), Flow Pattern(유동 형태), Condensation(응축), Evaporation(증발), Pool Regime(풀 유동 영역), Annular Regime(환상 유동 영역)

### Abstract

In order to elucidate the operational characteristics of rotating heat pipes, the internal flow patterns and heat transfer performance are investigated. Flow patterns and its transition are studied with various rotational speeds by visualizing flows established inside a rotating tube. To verify those results of analysis, 2 heat pipes of the same geometries but fill charge rates of 7, 30% were manufactured and submitted to operating tests. Comparison of experimental results on heat transfer rate show a fairly good agreement with the analytical results. The analysis reveals that the optimum charge ratio is ranged in 4~7% depending on the quantity of thermal loads. but the heat pipe with 7% of fill charge ratio reached dry-out limitation at heat flux of  $q''=6.2\text{kW/m}^2$  lower than that of analytic results. Transition of flow regime was well related to the correlation by Semena & Khmelev on transient centrifugal Froude Number  $Fr_c$ . But hysteresis phenomenon was observed in transition of flow regime, when the rotational speed was stepwisely changed in the way to undergo 1 cycle

#### 기 호 설 명

$a$  : 라플라스의 캐필러리수,  $(\sigma/\rho g)^{\frac{1}{2}}$   
 $Ca$  : 캐필러리 수,  $\frac{\omega R \mu}{\sigma}$   
 $C_p$  : 정압 비열,  $\text{J/kg}^\circ\text{C}$   
 $Fr_c$  : 프라우드수,  $\frac{R\omega^2}{g}$

$h$  : 열전달 계수,  $\text{W/m}^2\text{C}$   
 $h$  : 풀의 최대 깊이, mm  
 $h_{fg}$  : 증발 잠열,  $\text{J/kg}$   
 $HP$  : 히트파이프  
 $L, l$  : 히트파이프 길이, mm  
 $\dot{m}$  : 질량 유동률,  $\text{ml/sec}$   
 $N$  : 회전수, RPM  
 $Q$  : 열전달율, W  
 $q''$  : 열유속,  $\text{kW/m}^2$   
 $R$  : 관 반경, mm

\* 성균관대학교 기계기술연구소

\*\* 런나이 코리아

\*\*\* 회원, 성균관대학교 기계공학과

- $Re$  : 원주방향 레이놀즈 수,  $\frac{\omega(\delta)^2}{\nu}$   
 $T$  : 온도, °C  
 $t$  : 시간, min  
 $V$  : 관내의 유체체적, ml  
 $x$  : 증발부 끝단에서의 축방향 위치, mm

## 그리스문자

- $\delta$  : 액막 두께, mm  
 $\delta_0$  : 관상부에 형성된 액막 두께, mm  
 $\bar{\delta}$  : 평균액막두께, mm  
 $\phi_z$  : 하부에 형성된 풀과 관중심이 이루는 반각, degree  
 $\psi$  : 작동 유체 충전율 (작동유체체적/관의 내부 체적×100), %  
 $\omega$  : 각속도, rad/s  
 $a$  : 단열부  
 $c$  : 응축부  
 $e$  : 증발부  
 $l$  : 액체  
 $v$  : 증기

## 1. 서 론

회전 히트파이프(Rotating Heat Pipe)에 대한 용어 및 개념은 1969년 Gray<sup>(1)</sup>에 의해 처음으로 발표된 이후 각종 산업 기기에 적용을 위해 성능 특성 파악을 위한 연구가 진행되었다. 동심 회전 히트파이프는 원통형 구조로써 회전 기기의 축 중심부에 설치되며, 회전 기기축은 보통 수평 방향으로 설치되어 있다. 그러나 용기 내부 작동 유체의 순환 운동을 촉진시키기 위하여 수평면과 약간의 경사각을 이루는 경우도 있다.

회전 히트파이프는 건조기(drum-type dryer)나 각종 증류 장치의 열회수 장치에 적용되었으며,<sup>(2)</sup> 특히 전기 모터에 적용시키고자 하는 노력들이 진행되었다. 전기 모터는 내부 권선의 전기 저항열로 일부가 소산되고 이 열을 적절히 냉각 소거시켜야 모터의 경량화, 고효율화가 가능하다. 전기모터의 회전축내에 히트파이프를 장착시킬 경우 회전자에서 발생된 열은 이 히트파이프를 통해 냉각부의 방열핀에 의해 냉각된다. 전기 모터의 회전자축에 회전 히트파이프를 적용하는 기술은 1970년 Fries<sup>(3)</sup>

에 의해 처음 제안되었다. 그 이후 20년간 모터에의 적용에 대한 연구는 꾸준히 이루어졌으며, 축소형 모터의 성능을 개선하려는 많은 연구가 진행되었다.<sup>(4,5)</sup> Pokorny등<sup>(6)</sup>과 Wanniarachchi & Marto<sup>(7)</sup>에 의하면 모타축과 권선 내부에 각각 회전 히트파이프와 정지형 히트파이프를 적절하게 설치함으로써 모타성능을 10~25% 증가시키는 결과를 얻었다.

본 연구에서는 원통형 회전 히트파이프의 내부 유동 형태 및 작동 특성을 파악하기 위하여 내부 유동 가시화와 열전달 성능 시험을 수행하였고 또한 풀(pool)유동과 환상 유동 영역에서 회전 히트파이프의 열전달 성능을 예측할 수 있는 유용한 해석 방법을 찾고자 하였다. 이러한 원통형 구조의 히트파이프는 작동 원리 측면에서 가장 단순하며, 따라서 여러 가지 작동 인자들의 영향을 파악하는데 가장 많이 이용되고 있다. 뿐만 아니라 축진기구를 갖는 다른 형상의 용기보다 제작이 용이하여 실제 시스템에 많이 이용되고 있다.

## 2. 회전 히트파이프의 작동 원리 및 관련 연구

작동 원리는 열사이폰의 경우와 유사하다. Fig. 1은 회전 히트파이프의 축 방향 단면 구조와 내부 유동을 나타내고 있다. 증발부에서 기화된 증기가 용기 중심부를 따라 응축부로 이동하며 응축부에서 액화된 응축액이 관벽을 따라서 액막 상태로 증발부로 귀환한다. 응축 액막이 응축부로부터 증발부로 귀환하게 하는 원동력은 중력장에서 작동하는 정지형 열사이폰과 다르다. 액막의 기-액 경계면은 응축부에서 증발부 방향으로 작은 경사를 이루고 있다. 이 결과 증발부 계면보다 응축부 계면에 작

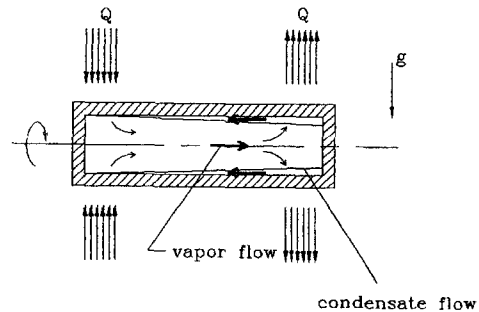


Fig. 1 Physics of a rotating heat pipe.

용하는 원심력이 보다 크게 작용하여 이러한 원심력 차이에 의해 기-액 계면에 정수압 차이를 발생시키고 이 압력 차이가 응축액막을 축 방향으로 응축부에서 증발부로 이동시키는 원동력이 된다.

작동유체 충전량은 회전 히트파이프의 중요한 설계인자로서 관의 형상 및 작동시 부하 열유속과 회전수 범위에 따라 최적충전량이 결정된다. Vasiliev & Khrolenok<sup>(8,9)</sup>는 고속 회전 영역에서 열유동 해석을 수행하고 수치 해석적 방법으로 주어진 형상, 열부하 및 회전수에 대하여 회전식 히트파이프내 전구간에 대한 액막 분포의 정상 상태해를 얻었다. 이 해석적 연구 결과에서는 약 히트파이프 전체적의 10%내의 충전율을 추천하고 있다. 일반적으로 용기 내부의 유동 형태는 1500 RPM이상 고속 회전에서 환상류이며, 따라서 상변화는 주로 기-액 계면에서 발생한다. 이러한 열유동상태에서는 한계 열부하 범위에서 충전율이 작은 것이 바람직하다. 이러한 관점에서 Nakayama & Ohtsuka<sup>(10)</sup>의 연구에서도 Fr수, 최대 예상 열유속에 대한 최적의 작동 유체 충전량을 제시하였다. 이 연구에서 Fr수가 12.7, 열유속  $q''=33 \text{ kW/m}^2$  범위 내의 경우 히트파이프 최적 충전량은 전체적의 약 10~15%로 제시되었다. 그러나 실제 회전 히트파이프의 성능 실험을 수행한 이 재준,<sup>(11)</sup> Katsuta 등<sup>(12)</sup>의 연구결과에 의하면 히트파이프 전체적의 약 10% 충전율에서는 고회전일때 예상 최대열속보다 낮은 열부하에서도 증발부 끝단에서 과열이 발생되었고, 그러한 이유는 회전 히트파이프

의 편심, 진원도의 결여, 회전축의 진동 등에 따라 액막이 전체 관 벽면에서 균일하지 않는데 기인할 수 있다. 따라서 이러한 문제점을 개선하기 위하여 히트파이프 전체적의 약 20~30%의 충전율이 실제 설계시 많이 채택되고 있다.

### 3. 액막 두께 분포 및 유동 천이 관계식

#### 3.1 풀(pool) 유동 영역

회전 히트파이프가 저속으로 회전시 관 하부에는 작동 유체가 풀을 이루며, 상부에는 관벽의 회전으로 인해 상대적으로 얇은 액막이 형성된다. Semena & Khmelev<sup>(13)</sup>는 열전달이 없는 회전관에서 내부 유체의 Pool 깊이와 관상부에 형성되는 액막두께에 대한 해석을 하였으며, 근사적인 결과식을 제시하였다. Fig. 2에서와 같이 관하부에 풀이 존재하고 상부에 균일한 액막 두께가 형성되었을 때 풀의 최대 깊이 및 액막두께에 대한 관계식은 각각 (1), (2)식과 같다.

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

$$\text{여기서 } \phi_z = \left[ \frac{3(V - 2\pi R l \delta_o)}{2l(R - \delta_o)^2} \right]$$

$$\Delta_o = 2 \times 10^{-2} \frac{Ca^{0.68}}{\Delta^{0.36}} \exp(11.8A) \quad (2)$$

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

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

#### 3.2 환상 유동 영역

Vasiliev와 Khrolenok<sup>(8,9)</sup>는 원통형 회전 히트파이프가 고속으로 회전시 원주 방향으로 균일한 액막이 형성된다고 했을 때 회전수와, 유체의 물성치, 열적 조건등을 고려하여 축 방향 액막 두께 분포에 대한 해석을 하였다. Fig. 3에서와 같이 기-액 계면의 축 방향 구배가 존재할 때 액막내에 운동량 방정식과 연속 방정식을 적용시키고 에너지 평형식에 의해 식 (3)~(5)와 같은 응축부, 단열부, 증발부의 액막 두께 분포에 대한 비선형 방정식을 얻었다.

$$(\delta_c^4 - \delta_{cm}^4) - \frac{8}{5R} (\delta_c^5 - \delta_{cm}^5) + \frac{2}{3R^2}$$

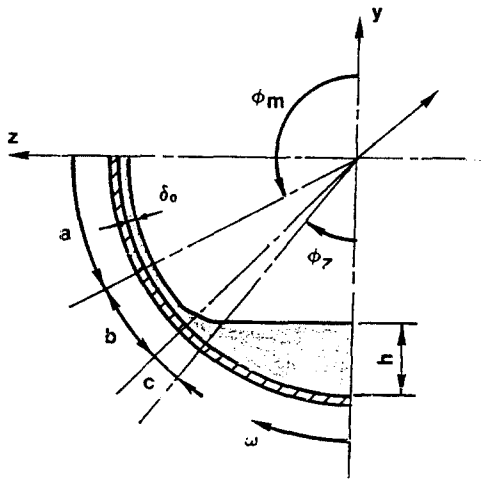


Fig. 2 Nomenclatures and flow of entrained liquid film on a inside surface of a rotating pipe.

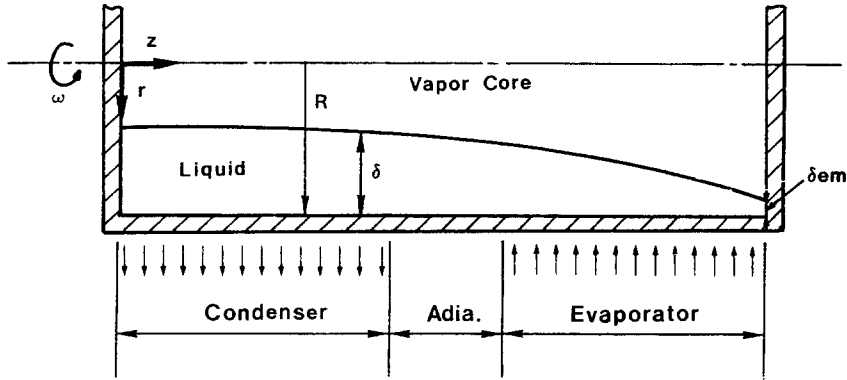


Fig. 3 Liquid film distribution along with the axis of the heat pipe at annular regime.

$$(\delta_c^6 - \delta_{cm}^6) = \frac{6\mu q_c (L_c^2 - z^2)}{\rho^2 \omega^2 R h_{fg}} \quad (3)$$

$$(\delta_a^4 - \delta_{am}^4) - \frac{8}{5R} (\delta_a^5 - \delta_{am}^5) + \frac{2}{3R^2}$$

$$(\delta_a^6 - \delta_{am}^6) = \frac{12\mu q_c L_c (L_c + L_a - z)}{\rho^2 \omega^2 R h_{fg}} \quad (4)$$

$$(\delta_e^4 - \delta_{em}^4) - \frac{8}{5R} (\delta_e^5 - \delta_{em}^5) + \frac{2}{3R^2}$$

$$(\delta_e^6 - \delta_{em}^6) = \frac{6\mu q_e (L_{hp}^2 - z^2)}{\rho^2 \omega^2 R h_{fg}} \quad (5)$$

식 (3)~(5)에서 관 반경  $R$ 은 길이 방향으로 반경이 같은 관을 사용한 본 연구에서는 값은 값을 갖는다. 따라서 증발부, 단열부, 응축부의 축방향 액막두께를 차례로 식 (5), (4), (3)에서 수치 해법을 사용하여 구할 수 있고, 이러한 축 방향 액막 두께 분포로부터 회전 히트파이프의 기하학적 형상, 회전수, 열적조건, 유체의 물성치가 주어졌을 때 최적의 작동유체 충전량을 식 (6)에 의해 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} m_{\min} &= m_{l,\min} + m_{v,\min} \\ &= 2\pi r_i \rho_l \left( \int_0^L \delta_c dx + \int_{L_c}^{L_c+L_a} \delta_a dx \right. \\ &\quad \left. + \int_{L_c+L_a}^L \delta_e dx \right) + \pi r_i^2 \rho_v L \quad (6) \end{aligned}$$

### 3.3 내부유동천이

회전 히트파이프의 내부 유동 형태는 회전수 증가에 따라 중력이 지배적인 풀 유동 영역에서 원심력이 지배적인 환상 유동 영역으로 천이하게 된다. 이러한 유동의 천이는 열전달 성능에 많은 영향을 끼치게 되므로, 천이 회전수에 대한 예측이 중요하다. Semena와 Khmelev<sup>(13)</sup>는 가시화 실험을 통하

여 그 유동 영역을 구분하였다.  $Re$ 수에 대한 천이  $Fr$ 수로 풀 영역에서 환상 유동 영역의 천이에 대한 관계식을 만들었으며 각각 식 (7), (8)과 같다. 여기서  $Re$ 수는 액막의 원주 방향 유동에 대한 것으로서 작동 유체의 물성치, 회전수, 평균 액막 두께의 함수로 정의된다.

$$Fr_c = 2.2Re^{0.77} \quad (Re < 1) \quad (7)$$

$$Fr_c = 2.2Re^{0.44} \quad (Re > 1) \quad (8)$$

$$\text{여기서 } Fr_c = \frac{R\omega^2}{g}, \quad Re = \frac{\omega(\bar{\delta})^2}{\nu}$$

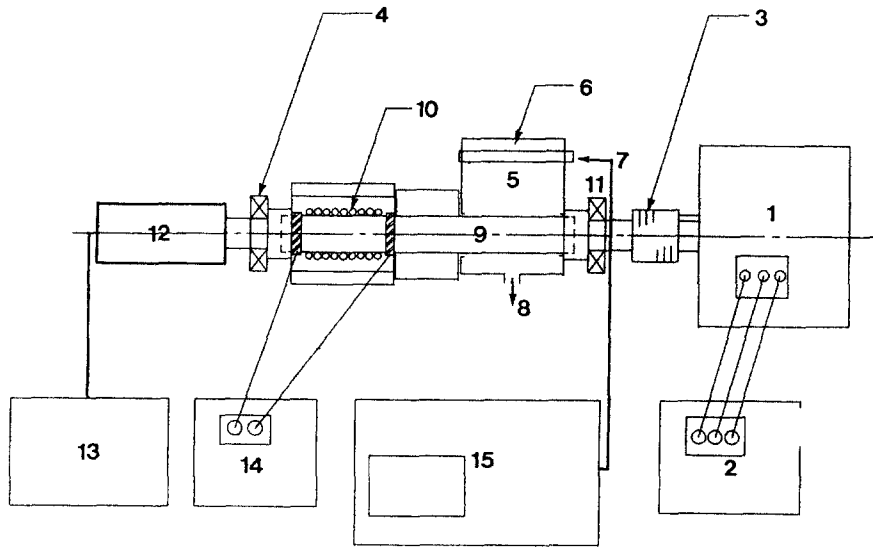
## 4. 실험장치 및 방법

축소형 모터 축의 직경은 보통 25~40 mm 정도가 많이 이용되고 있으며, 이 경우 축의 중심부에 직경 20~30 mm의 히트파이프를 설치할 수 있다. 본 연구에서는 내경이 전길이에 대해서 25.5 mm인 테이퍼가 없는 일정 직경의 원통형이며, 증발부와 응축부의 길이는 150 mm, 단열부가 60 mm를 갖도록 전체 길이 360 mm의 히트파이프 형상을 결정하였다. 그리고 관재질과 작동 유체는 상호간의 적응성과 제작의 편의성을 고려하여 구리관과 증류수를 사용하였다. 작동 유체 충전량은 액막 두께 해석 결과와 기존의 실험 연구를 근거로 하여 각각  $\psi = 7\%$ ,  $30\%$ 를 선택하였으며, 자세한 세원은 Table 1에 나타나 있다. 여기서 충전율  $\psi$ 는 히트파이프 전체적에 대한 유체의 양을 백분율로 나타낸 값이다.

실험 장치의 구성은 Fig. 4에서와 같이 히트파이프(9)와 히트파이프를 회전하기 위한 가변 속도모

Table 1 Specifications of a heat pipe manufactured for present study.

Component	Material	Dimension and fill charge ratio
Container	Copper	Inner Diameter : 25.5 mm Outer Diameter : 28.5 mm Length of Eva. : 150 mm Length of Adia. : 60 mm Length of Con. : 150 mm
Working Fluid	Water	Purity : 99.99% Fill charge ratio - HP1 : $\psi=30\%$ - HP2 : $\psi=7\%$



1. Variable speed motor 2. Motor controller 3. Flexible coupling 4, 11. Bearing 5. Water jacket 6. Spray cooler 7. Coolant inlet 8. Coolant outlet 9. Heat pipe 10. Heater 12. Slip ring 13. Hybrid recorder 14. Slidacs 15. Const. temp. bath

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

타(1)와 모터 제어장치(2) 그리고 회전체를 베어링(4)(11)를 통하여 지지하고 있는 설치대, 그리고 가열, 냉각 및 온도 측정을 위한 주변기기 등으로 구성되어 있고, 설치대는 생략하였다.

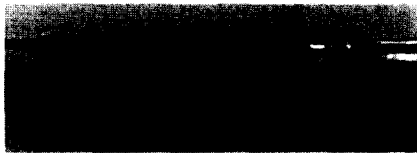
증발부의 외벽에는 균일한 열유속을 공급하기 위하여 전기 저항선(7 $\Omega$ /m)이 나선상으로 균일하게 감겨져 있다. 열선과 전력원과의 연결은 증발부 양단에 히트파이프 벽과 절연된 원통형 단자를 통하여 연결되며, 이 단자는 두께 0.2 mm, 폭 10 mm의 구리판으로 제작한 판형 고정 브러쉬에 연결되어 전기 공급이 이루어진다. 열부하는 가변전압기를 이용하여 공급 전압을 변화시켰으며, 열선에서 발생된 열이 외부로 나가는 열손실을 최소화하기

위하여 열선 주위를 운모지와 유리 섬유 등의 단열재로 두께 약 20 mm의 피복을 설치하였다.

증발부에서 응축부로 전달된 열을 수냉각 방식으로 제거하였으며, 냉각수의 온도와 유량은 항온조를 이용하여 조절하였다. 냉각수를 그림에서 보이는 것과 같이 냉각 용기에 설치된 분배기를 통하여 히트파이프 응축부 관 외벽에 액막 흐름을 형성할 수 있도록 공급하였다. 분배기에는 축방향으로 1 cm간격으로 직경 1.5 mm의 구멍이 배열되어 있다. 히트파이프의 벽면온도를 측정하기 위하여 열전대(T-type,  $\phi=0.12$  mm)를 히트파이프 외벽면에 납땜으로 접합하였다. 열전대 측정점은 증발부, 응축부에 3점, 단열부에 2점이 설치되어 있고, 이

들 열전대는 회전체의 끝단에 설치된 slip ring에 연결되어 있고 열전대의 온도 측정 및 저장을 위하여 hybrid recorder를 이용하였다. 회전 히트파이프의 성능에 관련된 중요한 인자들은 회전수, 충전율, 열유속, 작동유체의 물성치등이 있다. 본 실험에서는 회전수와 열유속범위를 각각  $300 \leq n \leq 1650$  (RPM),  $1 \leq q'' \leq 30$  ( $kW/m^2$ ) 까지 변화시키면서 실험을 수행하여 회전열파이프의 성능을 파악하였다.

한편, 회전 히트파이프 내부에서 회전수에 따라 액막류의 유동 형태 및 유동의 천이를 파악하기 위하여 내경 24.5 mm, 길이가 350 mm인 투명한 아크릴관을 Fig. 4의 회전 히트파이프(9)의 위치에 설치하고 유동 가시화 실험을 수행하고 유동 형태 및 천이 과정을 촬영하였다.



(a) Pool regime at 900 RPM



(b) 1020 RPM



(c) Transition to annular flow from the right end of tube at 1050 RPM



(d) Propagation of annular flow to left end at 1050 RPM

**Photo. 1** Pool regime(a, b) and transition process to annular flow regime(c, d), (fill charge ratio:  $\psi = 20\%$ ).

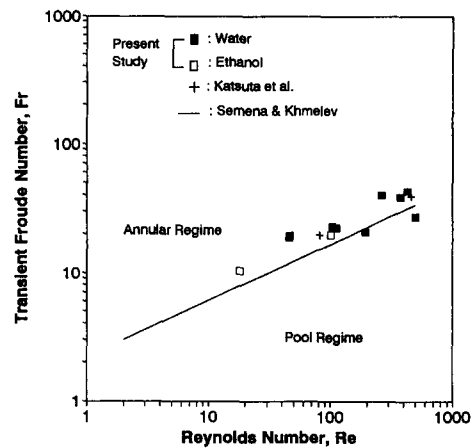
## 5. 결과 및 고찰

### 5.1 회전관내의 유동 형태와 유동의 천이

Photo. 1는 가시화 실험을 통하여 회전수의 크기에 따라 길이 약 35 cm의 투명한 아크릴관 내부에 충전된 물의 유동 형태를 보여주고 있다. Photo. 1(a)는 회전수가 900 RPM에서 얻은 결과로써 물이 중력장의 영향으로 대부분 관 하부에 균일한 길이의 풀을 이루고 있다. 이러한 유동 형태는 회전수가 300~1000 RPM 범위까지 지속되었고 풀의 계면에 파동을 볼 수 있다. (b)는 1020 RPM의 경우로써 회전수가 증가함에 따라 관벽 표면을 따라 액막의 두께가 증가되어 풀의 깊이가 900 RPM의 경우 보다 다소 감소되어 있음을 볼 수 있다. Photo. 1(c)는 회전수를 더욱 증가시켜 1050 RPM에 도달되었을 때 풀 유동이 관의 우측 끝단에서부터 환상 유동으로 천이가 시작되는 것을 보여준다. Photo. 1(d)는 시간이 지남에 따라 환상 유동 형태가 좌측으로 관 벽 전체에 전파되는 것을 보여주고 있다.

Fig. 5는 회전관의 내부 유동 천이에 대한 실험으로부터  $Re$ 수에 대한 천이  $Fr$ 수를 나타내고 있다. 여기서  $Re$ 수는 식 (8)에서 나타난 것과 같이 평균 액막 두께, 물성치, 회전수에 대한 함수로 표현되어진다.

본 가시화 실험에서 관측된 결과 및 Katsuta<sup>(11)</sup>



**Fig. 5** Transient Froude number vs Reynolds number. The present data were compared with those of Katsuta et al.<sup>(12)</sup> and prediction Eq.(8) by Semena & Khmelev<sup>(13)</sup>.

등의 값들을 Semena & Khmelev<sup>(12)</sup>가 제시한 천이 회전수에 대한 관계식인 식 (4)과 비교하였다. 물과 에탄올의 충전율을  $\psi=10\sim 25\%$ 로 실험을 하였으며, 관전체가 환상류로 천이되었을때의 Fr수를 계산하여 비교한 결과 Semena & Khmelev<sup>(12)</sup>의 관계식과 매우 근접된 결과를 보여주고 있다.

5.2 액막 두께 분포 계산

내부 유동에 영향을 미치는 각 인자들간의 차원 해석 및 가시화 실험을 수행한 Ohtsuka등<sup>(14)</sup>의 연구 결과에 의하면 유체의 점성력과 표면장력은 회전수 및 충전율에 비하여 매우 적은 영향을 미치는 인자임을 설명하였으며, 따라서 회전 히트파이프가 저속 회전을 할 때에는 응축 액막의 유동에 작용하는 힘은 중력장이 지배적인 인자가 된다.

따라서 Photo.1(a), (b)와 같이 액상 작동 유체의 대부분이 관하부에 풀 상태로 유동하게 되며, 관의 상부는 상대적으로 매우 얇은 액막이 형성된다. 열유속이 작은 경우 하부 풀에서 비등은 발생하지 않으며, 따라서 이 때의 열전달은 관의 상부 표면을 따라 형성된 액막을 통하여 증발과 응축에 의해 이루어지게 된다.

회전관내의 하부 pool의 깊이와 상부에 형성되는 얇은 액막 두께는 Semena & Khmelev<sup>(13)</sup>가 시도한 해석 방법을 이용할 수 있다. Fig. 6은 그 해석 결과로써 작동 유체는 물, 충전율은 30%로 고정된 경우 회전수 변화에 대하여 하부 pool의 최대 깊이와 관벽의 회전에 의해 상부에 형성되는 액막

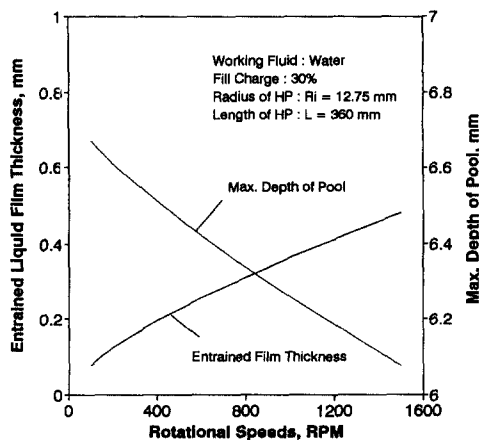


Fig. 6 Variations of entrained liquid film thickness and maximum depth of pool as a function of rotational speeds at pool regime.

두께 변화를 나타내고 있다. 관의 단면 상부에 형성되는 액막 두께는 회전수  $N=100\sim 1500$  RPM 범위에서 회전수의 증가에 따라 약  $\delta=0.1\sim 0.5$  mm로 증가하고 있다. 풀 유동 영역에서는 이러한 액막을 통하여 열전달이 발생되며 따라서 액막을 통한 전도 열전달로 가정하여 해석적으로 열전달계수를 파악할 수 있다.

고속 회전에서 원심력이 중력에 비하여 매우 큰 경우 즉 한계 회전수 이상의 영역에서는 Photo. 1(d)와 같이 관 내벽에 원주 방향으로 균일한 두께의 액막을 갖는 환상류가 된다. Vasiliev & Khrolenok<sup>(8,9)</sup>의 해석 방법을 이용하여 회전수, 유체의 물성치, 열적조건, 히트파이프의 기하학적 조건 변화에 대하여 해석적인 방법으로 축 방향 액막 두께 분포를 계산할 수 있다. 식 (3)~(5)는 각각 응축부, 단열부, 증발부의 축 방향 액막 두께를 구하는 비선형식으로써 Newton-Raphson수치 해법으로 근사적인 값을 계산하였다. 먼저 증발부 끝단의 액막두께를 0으로 가정한 경계조건을 사용하여 식 (5)에서 증발부 전체 액막두께를 계산하고 증발부 상단의 액막두께를 단열부에서의 계산을 위한 경계조건으로 대입하는 방법으로 히트파이프 전체 축방향 액막두께를 계산하였다.

Fig. 7은 해석 결과로써 Table 1에 제시된 히트파이프의 제원을 이용하여 회전수 변화에 대한 축 방향 액막 두께 분포를 계산한 결과이다.

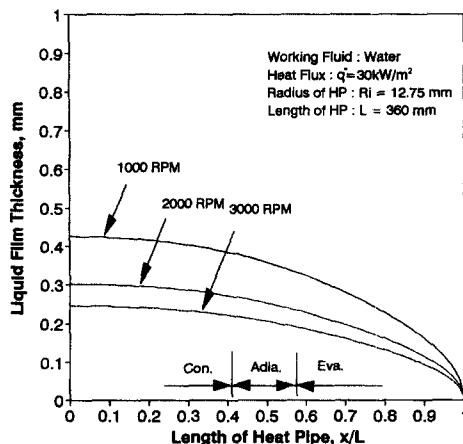


Fig. 7 Liquid film distributions along with tube axis inside a rotating heat pipe at optimum fill charge rate for different values of rotational speed calculated using formulations by Vasiliev & Khrolenok<sup>(8)</sup>.

회전수가 증가할수록 액막 두께 분포선의 구배가 완만해지는데 이는 축 직각 방향으로 액막에 작용하는 원심력이 커지기 때문이다. 이러한 축방향 액막 두께 분포로부터 회전 히트파이프의 기하학적 형상, 회전수, 열적 조건, 유체의 물성치가 주어졌을 때 전체 액막 질량 및 내부 증기 양을 적분하여 이론 최적 작동 유체 충전량을 파악할 수 있다. Fig. 8은 그 계산 결과로써 회전수가  $n=600$ , 1800 RPM인 경우 열유속 변화에 대한 이론 최적 작동 유체 충전율을 나타내고 있다.

고속 회전(1800 RPM)인 경우 저속 회전(600 RPM)에 비하여 액막 두께 분포선이 완만해지므로 따라서 최적 충전율도 적은 값을 갖는다. 열유속이  $q''=10^4 \sim 10^5 \text{W/m}^2$ 인 범위에서 600 RPM과 1800

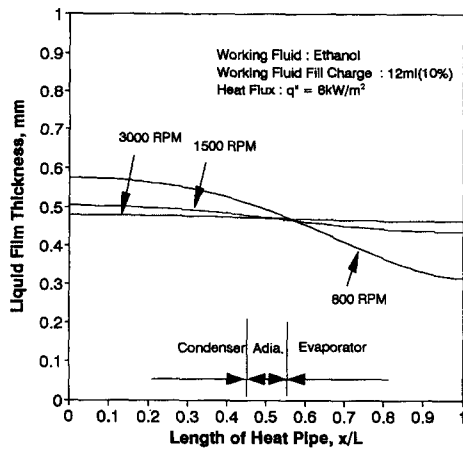


Fig. 8 Optimal fluid fill charge ratio as a function of heat flux for a rotating heat pipe.

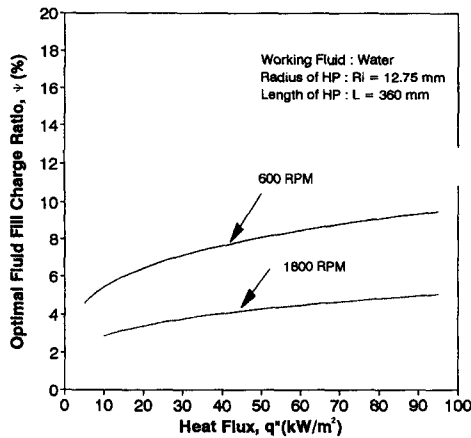


Fig. 9 Axial liquid film distribution for different values of rotational speed.

RPM인 경우 각각 최적 충전율은  $\psi=5 \sim 9\%$ ,  $3 \sim 5\%$  정도를 얻는다. 충전율이 적을수록 환상 유동 영역에서 액막 두께가 얇아지므로 열전달 성능의 향상을 기대할 수 있다. 그러나 실제 실험에 의하면 10%내의 충전율에서는 저 열유속에서도 증발부 끝단의 Dry-out을 야기시키는 문제점이 발생된다.<sup>(10,11)</sup> Fig. 9는 내부 작동 유체가 에탄올이며, 충전율이  $\psi=10\%$ 인 경우 회전수에 따라 축 방향의 액막 두께 분포를 계산한 결과이다.

계산 과정은 앞에서의 경우와 같지만 증발부 끝단에서의 경계조건을 점차 변화시켜 액막의 전체량이 10%에 도달될 때의 액막 두께 분포를 나타낸 것이다. 회전수가  $n=1500$  RPM 이상인 경우 증발부와 응축부의 액막 두께 차이는 미미하게 나타나고 있다.

Fig. 7은 이상적인 액막 두께 분포선으로써 증발부 끝단의 액막 두께를 0으로 가정한 경계 조건을 사용하여 길이 방향으로 계산한 결과이며, Fig. 9는 내부 작동 유체 충전율이 고정된 상태에서 회전 히트 파이프내의 액막 두께 분포를 예측하기 위한 것으로 실제의 경우 이러한 경향을 나타낼 것으로 예상된다.

5.3 회전 히트파이프의 작동 상태

Fig. 10은 충전율  $\psi=30\%$ 인 회전 히트파이프에서 증발부에 가해지는 열유속이  $q''=15 \text{kW/m}^2$ 로 일정한 경우 회전수 변화에 대한 증발부, 단열부,

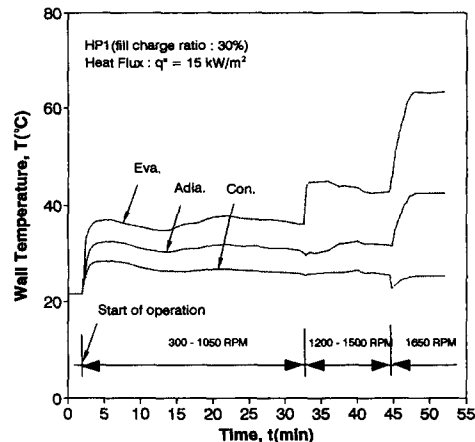


Fig. 10 Variation of wall temperatures when rotational speed was increased stepwisely from 300 to 1650(RPM), while maintaining heat flux  $q''$  constant at  $15 \text{kW/m}^2$ .



응축부의 벽면 온도 분포를 나타내고 있다. 회전수에 따라 회전관 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 영향을 미친다. 회전수가  $n=300\sim 1050$  RPM 범위에서 증발부와 응축부의 온도차는 약  $10^{\circ}\text{C}$  정도로 정상 상태를 유지하며 큰 변화를 보이지 않는다. 회전수가 1200 RPM에 도달되면 증발부에서만 온도가 급격히 증가하고 열저항이 증가된다. 1200 RPM에서 증발부 영역만 온도가 급격히 증가하는 이유는 환상 유동 형태가 완전히 관 전체에 전파되지 못하고 증발부 영역에서만 이루어졌기 때문이다.

회전수를 더욱 증가시켜 1650 RPM이 되면 증발부와 함께 단열부의 벽면 온도도 상승하며 정상 상태에서 증발부와 응축부의 온도차가 약  $40^{\circ}\text{C}$  정도로써 열저항이 급격한 증가를 나타낸다. 이와 같이 회전수 변화에 대한 열파이프의 벽면 온도의 변화로부터 내부 유체의 유동 형태가 완전히 환상 유동으로 천이됨을 알 수 있다.

초기 작동후 회전수 범위가  $n=300\sim 1050$  RPM 까지는 증력장이 지배적인 풀 유동 영역으로써 관의 단면 상부를 따라 형성되는 얇은 액막을 통한 열전달로 인하여 작다. 회전수가  $n=1200\sim 1500$  RPM 범위의 결과는 용기 내부에서 전체 길이를 따라 환상 유동은 천이가 부분적으로 발전된 것으로 생각된다. 증발부의 열저항은 2배 이상 증가되어 환상 유동으로 천이되었으나 응축부는 아직 풀 유동 영역을 이루고 있는 것으로 보인다. 회전수가 증가할수록 증발부 끝단에서 pool의 계면 깊이가 가장 얇게 되며 따라서 환상 유동으로 천이는 증발부에서 발생되어 응축부로 전파된다고 볼 수 있다. 그러나 지금 이 회전 구간에서 증발부는 부분적인 환상 유동이 형성되었지만 축방향 전파력이 약하여 두 개의 유동 상태가 공존하고 있는 것으로 생각된다. 가시화 실험에서도 충전율이  $\psi=30\%$  이상인 경우 이러한 현상을 목격할 수 있었는데, 내부 유체의 양이 많으면 유체의 체적력에 의하여 관 끝에서 발생된 유동 천이가 쉽게 전파되지 못하여 전 구간이 환상 유동을 이루지 못하고 두 유동상태가 존재함을 볼 수 있었다. Fig. 10에서 회전수를 더욱 증가시켜  $n=1650$  RPM에 도달되면 증발부와 응축부의 열저항이 모두 증가하여 서로 비슷한 크기를 나타낸다. 이것은 내부 유동 형태가 용기 전

체 길이에서 환상 유동으로 회렴되어 앞의 풀 유동에 비하여 벽면에 액막이 모두 성장하여 이 액막을 통한 전도 열저항이 증가하기 때문이다.

1650 RPM 부근에서 증발부와 응축부의 온도 차이가 약  $40^{\circ}\text{C}$  정도로 큰 열저항을 나타내는데 이러한 현상은 환상 유동으로 천이되어 전체적으로 액막 두께가 두꺼워지기 때문이다. 본 연구에서는 작동 유체 충전율  $\psi=30\%$ 를 사용하였기 때문에 환상 유동 상태에서 평균 액막 두께가 약 1.5 mm 정도로서 매우 두꺼운 상태이며, 따라서 회전 히트파이프의 충전율을 줄이면 이러한 열저항을 줄일 수 있으며 고속 회전 영역에서도 충분히 회전 기기 냉각 분야에 적용시킬 수가 있습니다.

내부 작동 유체의 양을 적게 하면 환상 유동에서 전체적인 액막두께가 얇아지기 때문에 열전달 성능이 향상된다. 그러나 소량의 작동유체를 사용하는 경우, 저열속에서도 증발부 끝단의 국부적인 dry-out을 야기시킬 수 있다.

Fig. 11은 작동 유체 충전율이 7%인 경우 열유속을 변화시켰을 때 증발부에서 dry-out 현상이 초래되는 것을 보여주고 있다.

Fig. 8에 의하면 7%의 충전율에서 회전수가 600~1800 RPM 범위에 있을 때 한계 열유속이 약  $30^4 \text{ kW/m}^2$  정도를 가진다. 그러나 실험 결과 Fig. 11은 회전수가 1500 RPM인 환상 유동 영역에서 열유속을  $q''=1.6\sim 4.8 \text{ kW/m}^2$  까지 단계적으로 증가시킨 구간에서는 히트파이프 전구간이 등온을 유지하며 정상 작동을 하고 있음을 볼 수 있다. 그러

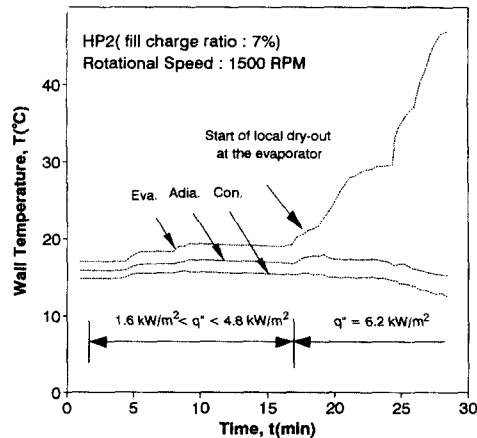


Fig. 11 Variation of wall temperatures with time when heat flux was increased stepwisely from  $1.6 \text{ kW/m}^2$  up to  $6.2 \text{ kW/m}^2$ .

나 그 이후 열유속을  $q''=6.2 \text{ kW/m}^2$ 로 증가시키면 증발부의 온도가 지속적으로 그리고 빠르게 상승하며, 단열부, 응축부는 반대로 감소함을 볼 수 있다. 이와 같이 증발부가 과열되는 것은 증발부에서 국부적으로 dry-out이 진행되기 때문으로 7%의 충전율에서는 응축 액막의 두께 감소로 응축부에서 증발부로 액막의 수송이 충분하게 이루어지지 않기 때문이다.

해석 결과에 의하면 한계 열유속이  $q''=6 \text{ kW/m}^2$ 에서의 최적 충전율은 약 3~5% 정도를 나타낸다. 그러나 7%의 충전율인 본 실험에서는 한계 열유속이 해석 결과보다 낮은 값을 나타냈으며 이러한 차이의 원인은 회전관 상태 및 미세한 진동, 편심 등에 의해 액막이 균일하게 분포되지 않는 것으로 생각된다.

#### 5.4 회전수-열전달 관계 및 Hysteresis 현상

주어진 회전 히트파이프에서 열전달 계수에 영향을 미치는 주변수는 회전수와 열유속이다. 먼저 회전수는 앞에서 언급한 바와 같이 열파이프 내부 작동 유체의 유동 형태와 액막의 두께에 영향을 주고 열유속은 작동 유체의 상변화에 참여하는 작동 유체의 유동율에 관련되어 길이 방향 액막 두께에 영향을 준다. 그러나 열유속은 회전수에 비해 그 영향이 상대적으로 약한 것으로 알려져 있다.

히트파이프가 정상 작동을 할 때 증발부, 응축부 및 단열부는 등온성을 나타내며, 증발부와 응축부의 평균온도를 사용하여 평균열전달계수를 식 (9), (10)에 의해 계산하였다.

$$\bar{h}_e = \frac{Q_{out}}{A_e(T_e - T_v)} \quad (9)$$

$$\bar{h}_c = \frac{Q_{out}}{A_c(T_v - T_c)} \quad (10)$$

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

$$Q_{out} = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) \quad (11)$$

여기서  $\dot{m}$ 은 항온조에서 공급되는 냉각수의 질량

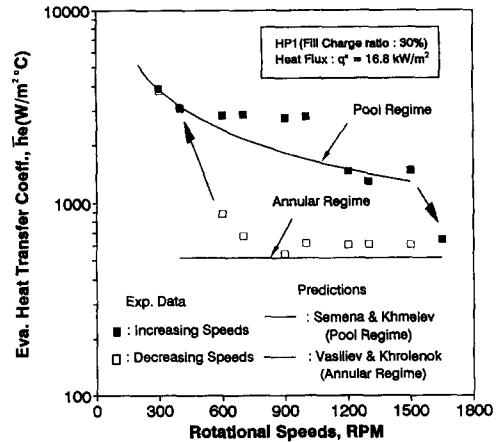


Fig. 12 Variations of mean heat transfer coefficient at evaporator with rotational speed for HP1. Present data were compared with 2 different solutions, one proposed by Semena & Khmelev<sup>(13)</sup> at pool regime, and the other by Vasiliev & Khrolenok<sup>(8)</sup> at annular regime, respectively.

유동율이며,  $C_p$ 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 측정할 것이다.

Fig. 12는 열유속을  $q''=16.8 \text{ kW/m}^2$ 으로 고정하고, 회전수를 300 RPM에서 1650 RPM까지 단계적으로 증가하였다가 다시 300 RPM까지 감소시키는 1 cycle의 회전수 변화를 통하여 각 회전수에서 증발부의 열전달 계수 및 유동 상태를 해석한 결과이다.

300 RPM에서  $\bar{h}_e=4000 \text{ W/m}^2\text{C}$ 로 부터 회전수가 증가함에 따라 관상부에 형성되는 액막 두께가 증가하고 따라서 열전달 계수가 점차 감소하며, 회전수가 1200 RPM 근처에서 부분적인 유동 천이가 발생하여  $\bar{h}_e=2000 \text{ W/m}^2$ 을 갖는다. 이후 1650 RPM에서 급격히 감소하여  $\bar{h}_e=500 \text{ W/m}^2$ 를 나타낸다. 회전수가 1500 RPM이하의 경우 전체적으로 풀 유동 형태를 보이며, Semena & Khmelev<sup>(12)</sup>의 해석 결과와 근사적으로 일치하고 있다. 그러나 환상 유동이 되면 벽면에서 액막 두께가 원주 방향으로 일정하게 되며, 액막 두께의 증가에 따른 열저항 증가가 초래된다. 이 결과 열전달 계수는 풀 영역에 비하여 약 1/5~1/10 정도를 갖는다. 한편, 회전수를 최대 회전수로부터 감소시키는 경우 600

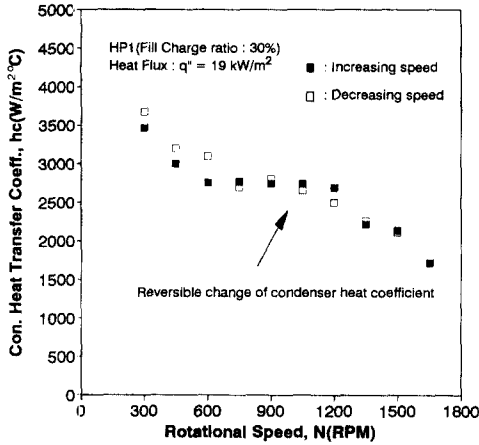


Fig. 13 Reversible change in heat transfer coefficient at condenser for the process of 1 cyclic change of rotational speed.

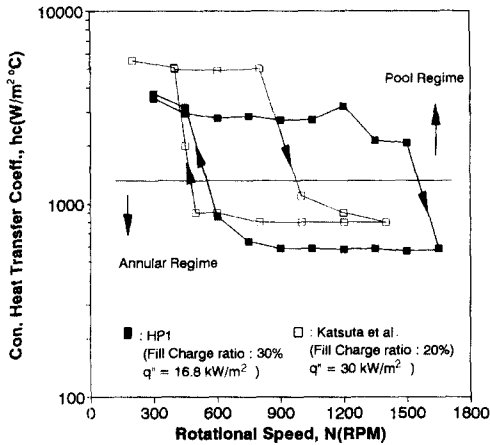


Fig. 14 Variations of mean heat transfer coefficient at condenser with rotational speed for HP1. Irreversible change in heat transfer coefficients at condenser was observed for the process of 1 cyclic change of rotational speed. The present data were compared with those obtained by Katsuta et al.<sup>(12)</sup>

RPM까지 열전달 계수가 거의 일정한 상태를 유지하고, 이후 300~450 RPM까지 도달해서야 열전달 계수가 급격하게 증가를 하고 있다. 이러한 현상은 1650 RPM에서 500 RPM까지 내부 유동 형태가 여전히 환상 유동 형태를 유지하고, 450 RPM에서야 비로소 풀 유동으로 천이가 발생하기 때문으로 볼 수 있다.

회전수를 증가 또는 감소를 반복하게 되는 경우 내부 유동 형태는 회전수에 따라 비가역 과정을 나

타내는 hysteresis현상이 존재하며 이러한 현상은 이미 여러 연구자들에 의해 확인되고 있다. 그러나 본 논문의 실험 결과 이러한 hysteresis현상은 회전수를 감속시키는 경우 항상 발생하는 것은 아니며, 최대 도달 회전수에서 유동 천이가 관의 전체 길이에 완전하게 확립된 상태에서만 발생하는 것으로 생각된다.

Fig. 13은 동일한 조건에서 수행된 실험 결과로써 회전수를 가속, 감속시키는 경우 hysteresis현상이 발생되지 않음을 보여주고 있다.

회전수를 증가시키면 응축부 열전달 계수는  $\overline{h_c} = 3500 \text{ W/m}^2\text{°C}$ 에서  $\overline{h_c} = 1500 \text{ W/m}^2\text{°C}$ 까지 서서히 감소하지만 증발부와는 다르게 급격한 변화는 발생하지 않고 있다. 이것은 응축부에서는 증발부와 다르게 유동 천이가 발생되지 않았음을 나타내며, 이것은 응축부의 물의 두께가 증발부에 비하여 더욱 두껍고 유체량이 많기 때문으로 볼 수 있다. 한편 Fig. 12에서의 해석치는 각각 pool유동과 환상 유동 영역에 대한 Semena & Khmelev<sup>(12)</sup>와 Vasiliev & Khrolenok<sup>(7,8)</sup>의 액막 두께 분포에 대한 해석 결과로써 두 영역에서 근접된 경향을 나타내고 있다.

Fig. 14는 회전수 변화에 대한 응축부 열전달 계수 및 Katsuta<sup>(11)</sup>의 실험 결과를 나타내고 있다. 증발부와 유사한 경향을 나타내며, 천이가 발생되면 열전달 계수가 급격히 감소함을 볼 수 있다. Katsuta<sup>(11)</sup>의 실험 결과는 열유속과 작동 유체 충전율에서 본 실험 조건과 차이가 있지만 정성적으로 거의 유사한 경향을 나타내고 있고, 다만 유동 천이가 약 1000 RPM으로써 이러한 천이점의 차이는 충전율의 영향으로 보여진다.

## 6. 결 론

(1) 주어진 회전 히트파이프에서 열전달율은 응축 액막 유동 형태에 가장 큰 영향을 받는다. 응축부와 증발부의 열전달율은 서로 동일한 유동 상태에 있을 때 아래와 같이 유사한 크기의 값을 나타내었다. 충전율이 히트 파이프 전체적의  $\psi = 30\%$ 인 경우 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  $500 \sim 1000 \text{ W/m}^2$ 의 값을 갖는다.

(2) Vasiliev & Khrolenok<sup>(7)</sup>의 해석 방법을 적용하여 용기 내부 액막 두께 분포를 구하고 최적

충전율, 열전달율을 계산하였다. 이론 열전달율은 실험치와 접근된 관계를 보였고, 이론 최적 충전율은 열유속의 크기에 따라 4~7%정도를 나타내었다.

(3) 이론 최적 충전율 7%를 적용한 실험에서는 예상치 보다 낮은 열유속에서 dry-out이 초래되었다. 이러한 현상의 요인에는 회전관 내면의 진원도, 축 방향 편심, 회전관의 진동 등의 영향으로 액막의 분포가 이론치와 차이가 발생하기 때문이다. 따라서 Katsuta<sup>(11)</sup>등이 제시한 것과 같이 작동 환경, 제작 정밀도 등에 따라 히트 파이프 전체적의 약 20~30%의 충전율을 선택 할 필요가 있다.

(4) 주어진 회전 히트파이프에서 유동 형태는 Semena & Khmelev<sup>(12)</sup>가 제안한 것과 같이 회전수에 의존한다. 그러나 유동 천이에는 hysteresis 현상이 존재하며, 따라서 연속으로 속도 변화가 발생하는 경우 약 500 RPM 정도의 낮은 회전수에서도 환상 유동을 적용해야 한다.

### 참고문헌

- (1) Gray, V., 1969, "The Rotating Heat Pipe-A Wickless Hollow Shaft for Transferring High Heat Fluxes," *ASME Paper No.69-HT-19*.
- (2) Dunn, P.D. and Reay, D.A., 1994, "Heat Pipes," Pergamon Press, Oxford, 4th edition, pp. 227~237.
- (3) Fries, P., 1970, "Experimental Results With a Wickless Centrifugal Heat Pipe," *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 13, pp. 1503~1504.
- (4) Brost, O., Unk, J. and Canders, W.R., 1984, "Heat Pipes for Electric Motors," *Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf.*, pp. 359~364, Japan.
- (5) Thoren, F., 1984, "Heat Pipe Cooled Induction Motors," *Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf.*, pp. 365~371, Japan.
- (6) 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.
- (7) Wanniarachchi, A. and Marto, P., 1984, "An Evaluation of Liquid and Two-Phase Cooling Techniques for Use in Electrical Machinery," Final Report NPS69-84-013.
- (8) Vasiliev, L.L. and Khrolenok, V.V., 1993, "Heat Transfer Enhancement with Condensation by Surface Rotation," *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol. 13, No. 6, pp. 547~563.
- (9) Vasiliev, L.L. and Khrolenok, V.V., 1990, "Heat Transfer in Rotating Heat Pipes," *Proc. 7th Int. Heat Pipe Conf.*, pp. 285~293.
- (10) 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.
- (11) 이진성, 이재준, 김철주, 박이동, 황영규, 1995, "회전식 열파이프의 작동 특성에 관한 기초적인 연구," 대한기계학회 학술대회논문집 pp. 610~615.
- (12) Katsuta, M., Kigami, H., Nagata, K., Sotani, J. and Koizumi, T., 1984, "Performance and Characteristics of a Rotating Heat Pipe," *Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf.*, pp. 126~132, Japan.
- (13) Semena, M.G. and Khmelev, Yu. A., 1982, "Hydrodynamic Regimes of a Liquid in a Smooth-Walled Rotating Heat Pipe 1," *Inzhenerno-Fizicheskii Zhurnal*, Vol. 43, pp. 766~774.
- (14) Ohtsuka, Y., Nakayama, W. and Yoshikawa, T., 1984, "水不な自軸まわりに 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.