

수평 회전 히트파이프에서 내부 삽입 코일이 유동 형태 및 열전달 성능에 미치는 영향에 대한 실험 연구

An experimental study on the effects of an inserted coil on flow patterns and heat transport performances for a horizontal rotating heat pipe

이 진 성*, 김 철 주**, 김 선 주***, 문 석 환****
J. S. Lee, C. J. Kim, S. J. Kim, S. H. Moon

Key words : Rotating heat pipe(회전 히트파이프), Fill charge ratio(작동 유체 충전율), Pool flow regime(풀 유동 영역), Annular flow regime(환상 유동 영역), Coil helix angle(코일 나선각)

Abstract

The effects of an inserted coil on flow patterns and heat transport performance for a horizontal rotating heat pipe have been studied experimentally. Especially, the present study is to see an internally inserted helical coil inside a RHP would lead to the same kind of results as internal fins. Visualization test conducted for an acryl tube, charged water with a volumetric rate of 20%. When the flow kept pool regime at a low RPM(less than 1,000 RPM), the movement of coil forced the water to flow in axial direction. But this pumping effect of coil disappeared, when the pool regime changed to annular one which could be created by increasing RPM. The pumping effects for RHP with an inserted coil resulted enhancement both in condensation heat transfer coefficient and heat transport limitation, as obtained in case of using internal fins. But all these effects became negligible in the range of higher RPM(above 1,000~1,200) with the transition of flow regime to an annular flow.

기 호 설 명

Fr : 프라우드수, Rw^2/g
 h : 열전달계수, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
 HP : 히트파이프

\dot{m} : 질량 유동율, ml/sec
 N : 회전수, RPM
 Q : 열전달율, W
 q'' : 열유속, kW/m^2
 R : 관 반경, mm
 T : 온도, $^\circ C$
 t : 시간, min

* 성균관대학교 기계기술연구소
** 정회원, 성균관대학교 기계공학부
*** 아시아 자동차
**** 성균관대학교 대학원

그리스문자

- α : 코일 나선각, degree
 ψ : 작동유체 충전율
 ω : 각속도, rad/sec

하첨자

- a : 단열부
 c : 응축부
 e : 증발부

1. 서 론

회전 히트파이프(Rotating Heat Pipe)에 대한 용어와 작동 원리가 1969년 Gray⁽¹⁾에 의해 처음으로 발표되었다. 회전 히트파이프는 일반적으로 관 내부에 워(wick)를 설치하지 않는다. 따라서 응축액의 귀환은 관 내벽위의 응축 액막에 작용하는 원심력과 정수압 차에 의해 이루어진다. 이러한 회전 히트파이프를 전기 모터 축에 설치하여 권선에서 발생되는 전기 저항열을 효과적으로 제거함으로써 모터의 성능을 개선하려는 많은 연구가 진행되었다.^(1~5)

회전 히트파이프의 내부에서 응축액과 증기의 유동 형태는 회전수와 회전관 내벽의 형상에 따라 다르다. 보통 원형관의 경우 저속에서는 풀(pool) 유동 그리고 고속 회전에서는 환상 유동을 이룬다.^(6,7) 실제 모터등 회전 기기는 1,000rpm 이상의 고속 회전을 하며, 이러한 회전 속도 구간에서는 응축 액막이 환상류 형태를 이루고 있으며 증기는 중심 통로를 따라 유동한다. 이 유동 형태의 작동 구간에서 비등 및 응축 열전달율의 증가와 함께 응축 액막의 축 방향 유동율을 증가시키는 것이 회전 히트파이프의 성능 개선에 가장 중요한 요소이다. 이 분야의 많은 기초 연구들이 이러한 문제를 해결하기 위하여 수행되었으며, 작동 유체의 최적 충전율에 관한 해석, 내부 관벽 형상의 개선등과 같은 방법들이 연구되었다.

작동 유체 충전율을 증가시키면 기-액 계면의 기울기 증가를 얻게 되고, 이 결과 응축액 유동율의 증가를 얻음으로써 드라이-아웃(dry-out)한계를 증

가시킬 수 있다. 그러나 이 방법은 벽면위의 전체적 평균 액막 두께의 증가로 인하여 응축 및 비등 열전달율을 저하시키는 문제점이 야기된다.^(7~9) 이러한 관점에서 최적의 충전율에 대한 이해와 해석이 요구되고 있다.

한편, Marto등⁽¹⁰⁾에 의하면 용기 내부 표면에 나선형으로 핀을 설치했을 때, 이것이 마치 펌프 임펠러와 같은 역할을 하여 응축부로부터 증발부로 응축액의 귀환을 촉진시킴으로써 약 200~400%의 성능 향상을 얻을 수 있었다. 그 밖에도 용기 내면에 그루브(groove)를 설치⁽¹¹⁾하여 모세관력을 이용하거나, 또는 축 방향으로 1~3° 정도의 테이퍼를 설치⁽¹²⁾하여 원심력으로 축 방향 유동율의 증가를 얻음으로써 dry-out한계의 증가와 응축부의 열전달 향상을 얻을 수 있는 방안이 연구되었다. 그 외에 원형관의 용기를 이용하여 증발부의 내경을 그 나머지 구간보다 조금 크도록 내벽을 계단 형태로 제작하면 직원통관의 경우와 비교하여 응축액의 귀환을 촉진시킴으로써 증발부의 건조 과열 현상을 억제하고 응축부 열저항의 감소를 얻을 수 있다.⁽¹³⁾

본 연구에서는 Marto등이 제안한 연구 내용과 같이 원통관 회전 히트파이프 내벽에 설치한 나선형의 코일이 열전달 촉진에 미치는 효과를 검토하였다. Shimizu 등⁽¹⁴⁾은 피치 50mm, 코일의 높이 10mm의 크기를 갖는 유사한 구조의 회전 히트파이프에 대한 연구를 수행하였으며, 50~400rpm의 낮은 회전수 영역에서 액막 유동의 가시화 및 열전달 촉진 효과를 확인하였다.

본 연구에서는 직경 1.5mm의 나선 코일을 원형관 내벽에 설치(Fig.1)하여 열전달 촉진 등에 대한 나선 코일의 효과를 얻을 수 있는가에 대하여 실험적으로 연구를 수행하였다. 나선 코일을 이용하는 방

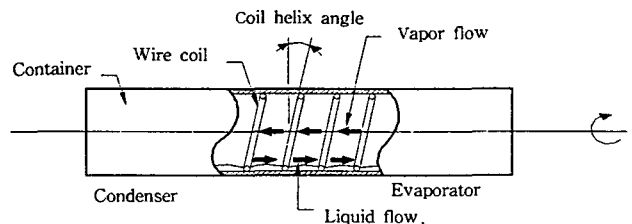


Fig.1 A rotating heat pipe with a coil-insert

법은 Shimizu 등의 선행 연구자들의 경우와 비교하여 코일의 설치가 매우 용이하여 코일의 피치 및 높이의 선택의 폭이 크다. 특히 선행자들의 연구에서는 저속 범위의 실험 구간에서 열전달 촉진 효과가 확인되었으나, 고속 회전 구간에 대한 연구 결과가 제시되어 있지 않다. 이 점을 고려하여 본 연구에서는 회전수 범위 300~1,650rpm에서 가시화 모사 장치를 이용하여 유동 가시화를 수행하여 나선 코일이 유동 형태에 미치는 회전수의 영향을 검토하였고 또한 회전 히트파이프를 제작하여 열전달 촉진에 미치는 영향을 검토하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 유동 가시화 장치

회전 원형관 내벽에 설치한 코일이 액막의 축방향 유동 촉진과 유동 형태에 미치는 영향을 파악하기 위하여 유동 가시화 실험을 수행하였다. 실험 장치의 구성은 투명한 원형 아크릴관, 삽입 코일, 그리고 3상 교류 모터와 제어장치(inverter), 회전관을 지지하고 있는 설치대 등으로 구성되어 있다. 그리고 아크릴관과 모터는 커플링(flexible coupling)으로 연결하였고, 인버터를 이용하여 회전 속도를 조절하였다. 내부 작동 유체는 증류수를 이용하였다. 아크릴관 내부에 스테인레스 재질의 직경 $\phi = 1.5\text{mm}$ 의 소선으로 제작한 나선 코일을 설치함으로써 나선형 흰을 이루도록 하였다.

Fig.2는 내벽 삽입 코일이 회전관의 한쪽 끝단 가까이 유입된 물이 다른 끝단으로 얼마나 빨리 배출시킬 수 있는가를 실험하기 위한 장치이다. 한

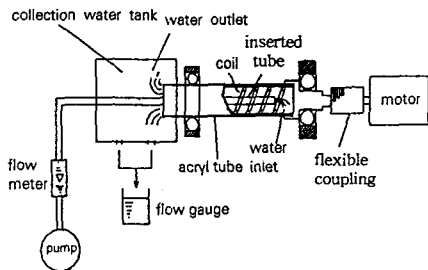


Fig.2 Apparatus to visualize flows inside a rotating pipe equipped with a coil insert and measuring pumping flow rates

쪽 끝은 밀봉되어 있고 다른 쪽 끝단이 개봉되어 있다.

이와 관련된 변수 중 본 연구에서는 회전수, 충전율, 코일 나선각 등을 변수로 선택하고 이들의 관계를 검토하였다. 실험 방법은 다음과 같다. 먼저 아크릴관의 회전수를 일정하게 유지하면서 회전관 중심부에 설치된 주입관을 통해 물을 일정량으로 공급한다. 그리고 유체의 유입율과 유출율이 서로 같은 크기를 갖는 정상상태에서 유체 유입율을 측정하고, 그리고 아크릴관 내에 잔류 유량을 측정하여 이 값을 충전율의 값으로 설정하였다. 이 실험이 회전 히트파이프에 상응하는 의미는 관내에 남아 있는 양만큼의 작동 유체가 충전되어 있을 때 유입율(또는 유출율) 크기의 축 방향 유동율을 갖는다는데 있다.

한편, 내벽에 설치된 삽입 코일이 회전관내 유동 형태에 미치는 효과를 파악하기 위한 유동 가시화 실험에서는 코일이 삽입된 밀폐 아크릴관내에서 유체를 충전하여 회전수 변화에 따라 내부 충전 유체의 유동 상태를 관찰하였다.

단순 원형관을 회전시킬 때 작동 유체가 관벽 하단에서 풀(pool) 형태를 이루는 저속의 회전 속도 범위에서는 삽입 코일이 회전 임펠러와 같은 기능을 작용하여 하부의 풀 액체를 한쪽 끝단으로 수송하게 되는데, 이러한 유동 형태에서는 액체가 풀을 이루는 구간의 길이의 변화를 회전수에 따라 측정하였다. 회전수를 더욱 증가시키면 유동 형태가 풀 유동에서 환상 유동으로 천이가 발생하였으며 이때 천이점의 회전수를 측정하였다. 이상의 가시화 과정을 여러 값의 충전율에 대해서 반복 수행하였다. 이러한 방법으로 충전율과 회전수가 유체의 유동 형태에 미치는 영향을 파악하였고, 이러한 과정이 끝나면 나선각을 변화시켜 위의 실험 과정을 반복하여 나선각이 유동 형태에 미치는 영향을 파악하였다.

2.2 히트파이프의 제작 및 열전달 성능 실험 장치

실제 많이 사용되고 있는 모터축의 직경은 25~40mm로써 이 경우 축의 중심부에 직경 20~30mm의 히트파이프를 설치할 수 있다. 본 연구에서는 내경 25.5mm, 중발부와 응축부가 150mm, 단열부가

Table 1 Specification of the heat pipes designed and manufactured for present experiment

Component	Material	Geometric dimension and fill charge ratio(α : helix angle, Ψ : Fill charge ratio)
Container	Copper	Inner Dia. : 25.5mm Outer Dia. : 28.5mm Length of Eva. : 150mm Length of Adia. : 60mm Length of Con. : 150mm
Working fluid	Water	Purity : 99.99%
Insert coil	Stainless steel	Wire Dia. : 1.5mm HP1 : $\alpha=22^\circ$, $\Psi=30\%$ HP2 : $\alpha=45^\circ$, $\Psi=30\%$ HP3 : $\alpha=45^\circ$, $\Psi=15\%$ HP4 : $\alpha=45^\circ$, $\Psi=7\%$

60mm를 갖도록 전체 길이 360mm의 히트파이프 형상을 결정하였다. 그리고 관 재질과 작동 유체는 상호간의 적응성과 제작의 편의성을 고려하여 동관과 증류수를 사용하였다. 작동 유체 충전량은 7%, 15%, 30%로 결정하였다. Table 1은 본 실험을 위해 제작, 사용된 히트파이프의 제원과 종류를 나타내고 있다.

실험 장치의 구성은 Fig.3에서와 같이 히트파이프(9)와 히트파이프를 회전하기 위한 가변 속도모터(1)와 모터 제어장치(2) 그리고 가열, 냉각 및 온도 측정을 위한 주변기기 등으로 구성되어 있다. 증발부에는 균일한 열유속을 발생시키기 위하여 회전관 외벽에 전기 저항선(7 l/m)을 나선상으로 균일하게 감았다. 열선은 증발부 양단에 히트파이프의 벽과 전기적으로 절연되도록 원통형 단자를 설치하고, 이 단자에 전기 저항선을 연결하고, 외부 전원으로부터 두께 0.2mm, 폭 10mm의 구리판으로 제작한 판형 고정 브러쉬를 통하여 원통형 단자에 전원을 공급하였다. 열부하는 가변전압기를 이용하여 공급전압을 변화시켰으며, 열선에서 발생된 열이 외부로 나가는 열손실을 최소화하기 위하여 열선주위를 운모지와 유리 섬유 등의 단열재로 두께 약 20mm의 피복을 설치하였다.

증발부에서 응축부로 전달된 열은 수냉각 방식으

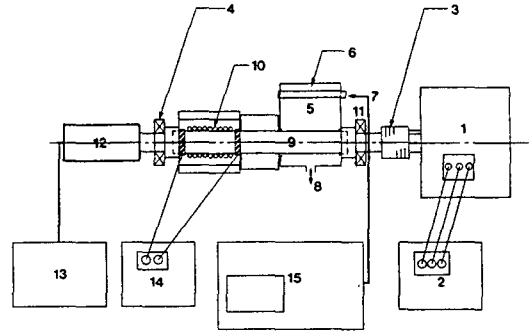


Fig.3 Schematic diagram of the experimental apparatus for performance test of a rotating heat pipe

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

로 제거하였으며, 냉각수의 온도와 유량은 항온조를 이용하여 조절하였다. 냉각수는 그림에서 보이는 것과 같이 히트파이프의 응축부 상부에 설치된 분배기를 통하여 공급함으로써 응축부 관 외벽에 균일한 액막흐름이 형성되도록 하였다. 분배기는 직경 10mm의 원형관에 축방향으로 10mm 간격으로 직경 1.5mm의 구멍이 배열되도록 제작하였다. 히트파이프의 벽면 온도를 측정하기 위하여 열전대(T-type, $\phi=0.12\text{mm}$)를 히트파이프 외벽면에 납접으로 부착하였다. 온도 측정점은 증발부, 응축부에 길이 방향으로 각각 3점, 단열부에 2점이 설치되어 있다. 모든 열전대들은 회전체의 끝단에 설치한 10ch의 슬립링(slip ring)(TYPE SR20M, USA)에 연결되어 있다. 본 실험에서는 회전수와 열유속을 각각 $300 \leq n \leq 1,650\text{RPM}$ 그리고 $1 \leq q'' \leq 30\text{kW/m}^2$ 의 범위에서 회전 히트파이프의 성능을 파악하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 나선 코일 삽입이 회전관내의 작동 유체 유동 형태와 액막의 축 방향 유동에 미치는 효과

Katsuta등⁽⁷⁾의 연구 결과에 의하면 $\phi=30\text{mm}$ 의 회전 원형관에서 900rpm 이하의 저속에서는 액

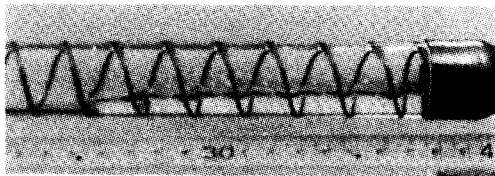
체의 운동에 중력장의 영향이 지배적인 풀 유동을 이루며 그 이상의 고속 회전 영역에서는 관벽의 회전에 의한 전단력과 원심력에 의해 내부 벽면에 균일한 두께의 액막을 형성하는 환상 액막 유동 형태가 된다. 그러나 회전관 내벽에 삽입 코일을 설치한 결과 Nakayama 등^(9,14)의 연구에서 나선형상의 흰을 설치한 경우와 유사하게 코일이 회전 임펠러 기능을 나타내어 축 방향 유동을 발생시켰다. 그러나 이러한 기능은 풀 유동 형태의 낮은 회전수 영역에서만 나타나며, 환상 액막 유동을 나타내는 고속 회전 영역에서는 액막이 코일과 동일한 운동을 일으키는 상태에 있기 때문에 축 방향 액막 유동이 발생되지 않았다.

Fig.4에서 a-1, a-2의 삽입 코일이 회전관에 하단 풀을 이루는 액체를 우측 끝단으로 펌프와 같이 수송시킨 결과이며, 회전수가 증가할수록 더욱 펌핑 효과가 증대된다. a-3는 1,260rpm으로 회전 속도

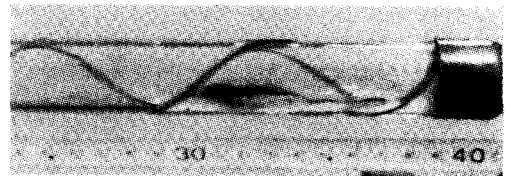
를 증가시켰을 때 우측 끝단의 풀에서 환상 유동 형태로 천이가 시작되는 것을 보여주고 있으며, 이후 코일의 펌핑 효과가 소실되고 우측 끝단의 액막은 좌측으로 이동되어 전체 길이에서 균일한 액막 두께가 된다. 그림 b는 나선각을 증가시켰을 때 이러한 유동 천이가 촉진됨을 나타내고 있다.

단순 원형관과 내부에 코일을 삽입한 원형관에서 Fig.2의 실험 장치와 방법으로 실험한 결과로부터 충전율의 함수로 축 방향 유동율을 Fig.5와 6에 도시하였다. 이러한 측정 결과는 Fig.4에서 보는 것과 같이 삽입 코일이 축 방향 액막 유동에 미치는 효과를 정량적으로 비교하는 자료가 된다.

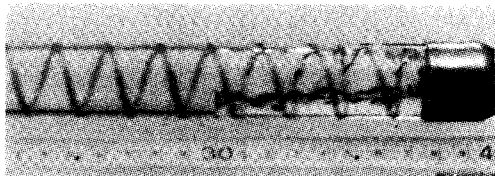
Fig.2의 실험 장치를 이용하여 회전 원형관에서 축 방향 액체 유동율 측정에 삽입 코일이 미치는 효과를 검토하기 위하여 코일을 삽입하지 않은 경우, 코일의 나선각이 각각 45°, 15°인 3 경우를 실험하고 축 방향 액체 유동율을 충전율의 함수로 도시하였다.



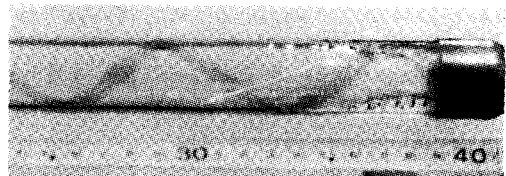
a-1 Pool flow regime(300RPM)



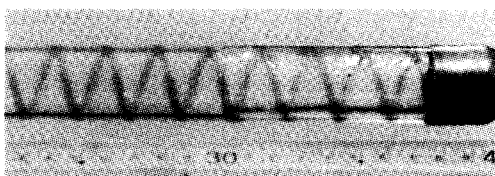
b-1 Pool flow regime(300RPM)



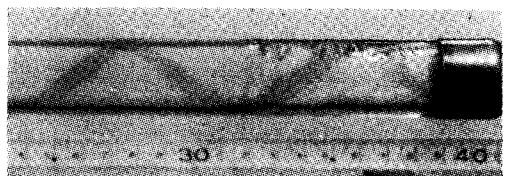
a-2 Pool flow regime(900RPM)



b-2 Pool flow regime(900RPM)



a-3 Transition to annular flow regime(1,260RPM)



b-3 Transition to annular flow regime(1,000RPM)

Fig.4 Effect of coil helix angle on flow patterns for various rotational speeds (Coil helix angle $\alpha = 22^\circ$ for case a, and $\alpha = 45^\circ$ for case b)

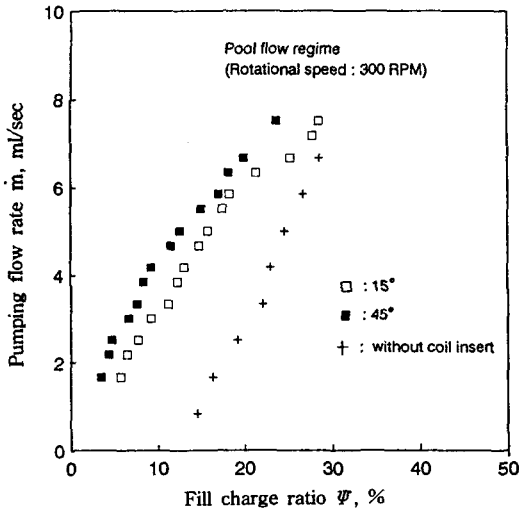


Fig.5 Variations of axial flow rate of water with fill charge ratio Ψ at pool flow regime (Rotational speed : 300RPM)

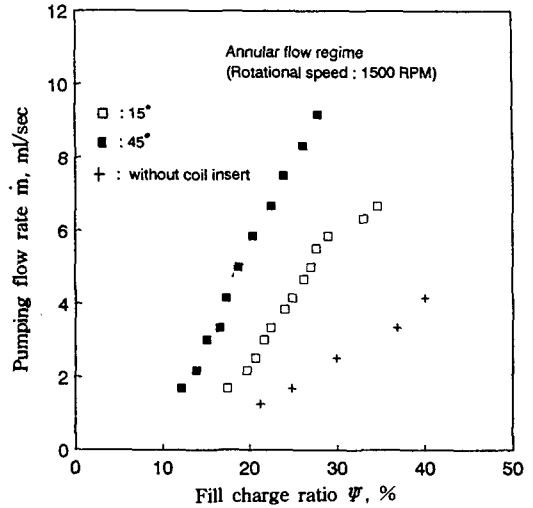


Fig.6 Variations of axial flow rate of water with the fill charge ratio Ψ at annular flow regime (Rotational speed : 1,500RPM)

Fig.5는 풀 유동 형태를 이루는 회전수 300rpm에서 그리고 Fig.6은 환상 유동 영역인 회전수 1,500rpm에서 얻은 각 경우의 실험 data를 비교하여 도시하였다. 실제 회전 히트 파이프에서 많이 적용하는 충전율 범위인 10~30%에서는 삽입 코일에 의한 액체 유동 촉진 효과가 약 200~300% 크게 나타나고 있다. 코일 나선각의 영향은 크지 않았다. Fig.6은 환상 유동 영역인 1,500rpm에서의 측정 결과를 비교한 것이다. 그림에서 환상 유동에서는 나선 코일의 영향이 더욱 현저하게 나타났으며, 나선각이 클수록 액체 유동 촉진 효과 즉 코일에 의한 펌핑 효과가 증대함을 볼 수 있다. 그러나 충전율이 작아질수록 그 효과는 감소하고 있다.

3.2 회전 히트파이프에서 비등 및 응축 열전달 계수에 미치는 회전수, 나선각의 영향

히트파이프가 이상적으로 작동할 때에는 증발부와 응축부의 벽온도는 각각 등온을 나타낸다. Fig.7은 회전 히트파이프에서 내부 작동 유체의 유동 상태가 풀 유동(300RPM)과 환상 유동(1,500RPM)을 이루는 두 형태의 운전 조건에서 측정된 벽면 온도 분포의 측정값이다. 위치에 따라 약 1~2℃의 편차를 나타내고 있으나 거의 등온성을 보여주고 있다. 응축부와 증발부 벽의 온도 측정 결과로부터 각

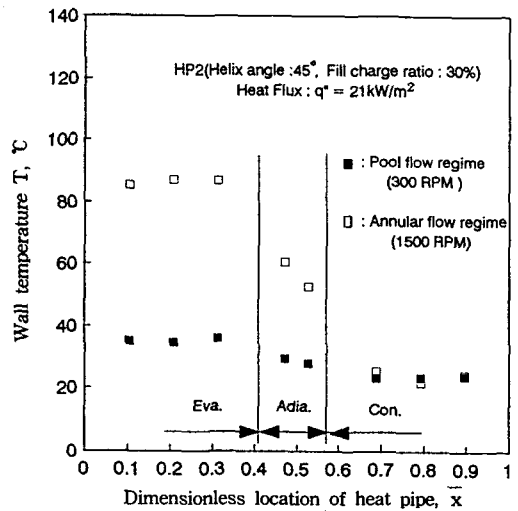


Fig.7 Axial temperature distribution on the wall of the HP2, when 2 different flow regimes were established pool regime and annular regime (Coil helix angle : $\alpha=45^\circ$, fill charge ratio : $\Psi=30\%$)

구간별 평균 응축 및 비등 열전달 계수 \bar{h}_c , \bar{h}_e 는 식(1), (2)와 같이 구할 수 있다.

$$\bar{h}_e = \frac{Q_{out}}{A_e(T_e - T_v)} \quad (1)$$

$$\bar{h}_c = \frac{Q_{out}}{A_c(T_v - T_c)} \quad (2)$$

여기서 \bar{T}_e , \bar{T}_c 는 각각 증발부, 응축부 벽의 평균 온도값이며, T_v 는 증기 온도로서 본 실험에서는 히트파이프 단열부의 온도를 사용하였다. Q_{out} 은 히트파이프를 통하여 응축부로 냉각수에 의해 제거된 열로서 냉각 장치에 칼로리미터의 원리를 적용하여 아래의 식에 의해 구하였다.

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

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

회전 히트파이프에서 열전달 계수에 미치는 가장 중요한 인자는 작동 유체의 유동 형태이다.^(7,9,11) 나선 코일이 설치된 주어진 히트파이프에서 유동 형태는 충전율, 코일의 나선각, 회전수에 영향을 받으며, 따라서 열전달계수에 이들 인자들이 미치는 영향을

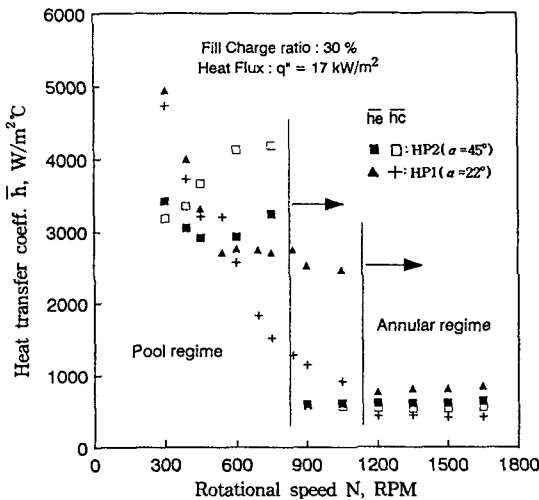


Fig.8 Variations of heat transfer coefficient as both evaporator and condenser, when rotational speed was increased stepwisely up to 1,700RPM for HP1, HP2(Coil helix angle : $\alpha=45^\circ$, fill charge ratio : $\psi=30\%$, Heat flux : $q''=16.8\text{kW/m}^2$)

검토하였다.

Fig.8은 일정 열속($q''=16.8\text{kW/m}^2$), 일정 충전율($\psi=30\%$)의 회전 히트파이프에서 나선각이 $\alpha=45^\circ$ (HP2)와 22° (HP1)인 두 경우에 회전수를 단계적으로 증가시켰을 때 열전달 계수의 측정값을 300rpm에서 1,700rpm까지 회전수의 함수로 도시한 것이다. 먼저 유동 형태에 따라 구분하면 환상 유동 영역에서는 두 경우 모두 열전달 계수가 $500\sim 700\text{W/m}^2\text{K}$ 로써 큰 차이를 보이지 않는다. 그러나 유동 천이가 발생하는 회전수는 나선각이 $\alpha=45^\circ$ 의 경우는 $700\sim 800\text{rpm}$, $\alpha=22^\circ$ 는 $1,200\text{rpm}$ 으로 이동하였다. 이러한 결과는 가시화 실험 결과에서 확인된 것과 같이 나선각이 증가함에 따라 유동 천이가 촉진되고 이 결과가 열전달 계수에 나타나고 있음을 볼 수가 있다.

먼저 코일을 삽입하지 않은 평활관의 경우는 이진성⁽¹⁵⁾의 연구에 의하면 풀 유동 영역에서 $\bar{h}=2,000\sim 4,000\text{W/m}^2\text{C}$ 으로 Semena와 Kmelev⁽⁶⁾의 해석적 연구 결과와 일치하고 있다. 또한 환상 유동 영역에서는 열전달 계수가 급격히 감소하여 $\bar{h}=500\sim 700\text{W/m}^2\text{C}$ 으로써 Vasiliev와 Khrolenok⁽¹⁶⁾의 해석적 결과와 접근된 값을 나타내고 있다.

코일을 삽입한 경우에서도 두 유동 형태에 따라 큰 차이가 발생하고 있다. 다만 코일의 삽입 효과가 유동 천이를 발생시키는 임계 회전수의 크기에 차이를 나타내고 있다. Table 2와 같이 삽입 코일 나선각의 증가가 환상 유동으로의 천이를 촉진시키며, 이러한 유동 형태 천이에 따라 열전달계수와 회전수 사이의 상관 관계가 많은 차이를 나타내고 있다.

전체적으로 열전달계수의 평균적 크기는 풀 유동 영역에서 $\bar{h}_e=2,800\sim 5,000\text{W/m}^2\text{C}$, $\bar{h}_c=1,000\sim$

Table 2 Transient rotational speed for various heat pipe

Type of heat pipe (Fill charge ratio : $\psi=30\%$)	Range of transient rotating speed
Without coil insert ⁽¹⁴⁾	1,500~1,700RPM
HP1 ($\alpha=22^\circ$)	1,000~1,200RPM
HP2 ($\alpha=45^\circ$)	800~900RPM

4,000W/m²°C를 나타내고 있다. 이 결과는 코일이 없는 경우⁽¹⁵⁾에 비하여 증발부에서는 열전달 촉진 효과가 크지 않았으나 응축부에서는 큰 효과가 나타났다. 이러한 결과는 풀 유동 영역에서는 응축부의 액막이 코일의 회전에 의해 증발부로 이송됨으로써 평균적으로 응축 액막 두께가 가시화 실험 결과에서 보는 것과 같이 감소되기 때문이다. 그리고 증발부에서는 액체 풀의 크기가 다소 변화하더라도 열전달율에 크게 영향을 미치지 않는 것으로 보인다. 이러한 결과는 회전판내의 저속 범위에서 비등 열전달에 관한 Vasiliev와 Khrolenok⁽¹⁶⁾의 상관식에서 열전달 계수가 열유속과 Fr수에 지배적으로 의존하며, 충전율은 관련 인자로 포함되어 있지 않다.

$$h_e = 440q''^2 Fr^{0.3} \text{ [미확립(undeveloped) 핵비등]} \quad (4)$$

$$h_e = 4.4q''^{0.68} \text{ [확립(developed) 핵비등]} \quad (5)$$

한편, 환상 유동 영역에서 열전달계수는 증발부에서 $\bar{h}_e = 700 \sim 800 \text{ W/m}^2\text{°C}$, $\bar{h}_c = 400 \sim 600 \text{ W/m}^2\text{°C}$ 으로써 코일을 삽입하지 않은 회전 히트파이프⁽¹⁴⁾에 비하여 큰 열전달 촉진 효과는 거의 나타나지 않는다. 이러한 현상은 환상 유동 영역에서는 코일 회전이 축 방향 액체 유동에 크게 영향을 미치지 않거나 또는 비록 유동 촉진을 하더라도 액막의 두께 증가로 응축부에서의 열전달 증가가 증발부에서는 열전달 저감이 나타나기 때문이다. 이것은 증발부에서 비등 열전달 형태가 풀 유동 영역과 다르기 때문이다.

한편 충전율의 영향은 Fig.9의 $\psi = 15\%$ 의 HP3과 $\psi = 30\%$ 의 HP2의 열전달계수의 비교로부터 이해할 수 있다. 충전율의 저감은 먼저 유동 천이를 촉진시키고 있다. 즉 천이 회전수가 HP2에서의 800~900rpm에서 600~700rpm으로 저하하였다. 열전달 계수는 앞에서 언급한 것과 같이 증발부에서는 크지 않다. 한편 풀 유동 상태에서 삽입 코일이 열전달 계수에 미치는 영향이 크게 나타났다. 그러나 환상 유동 영역에서는 충전율 저감이 평균 액막 두께 저감으로 크게 증가하였다. 환상 유동 영역에서 이러한 충전율의 영향은 삽입 코일의 존재 유·무에 관계없이 정성적으로 동일하게 나타나는 현상이다. 다만 최적 충전율을 결정하는 데에는 코일이 없는 경우^(7,9,16) 등

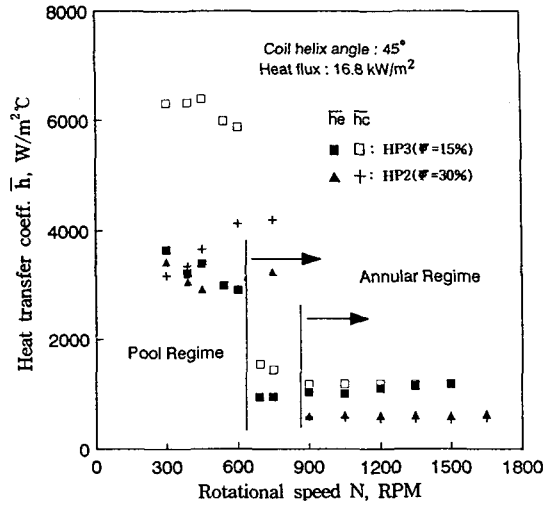


Fig.9 Variations of heat transfer coefficient as both evaporator and condenser, when rotational speed was increased stepwisely up to 1,700RPM for HP2, HP3(Coil helix angle : $\alpha=45^\circ$, fill charge ratio : $\psi=30, 15\%$, Heat flux : $q''=16.8\text{kW/m}^2$)

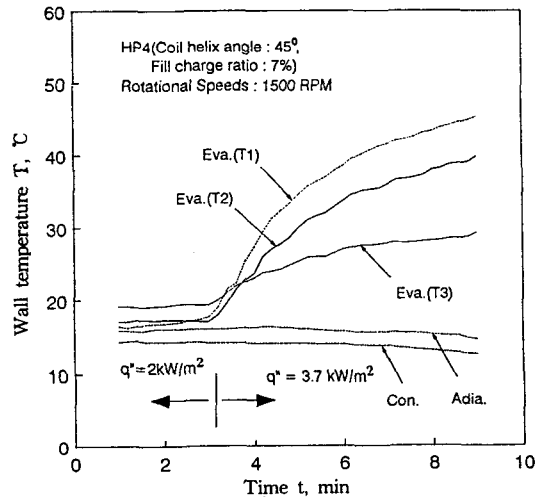


Fig.10 Temperature rise due to local dry-out on the surface of evaporator, caused by deficit of condensate flow running down for the evaporator, when heat flux was increased to 3.7kW/m²

의 해석 결과 또는 실험적 결과를 적용할 수 있다. 따라서 약 15~30% 정도의 충전율이 코일 삽입 경우에도 적용할 수 있는 최적 충전율의 범위로 볼 수 있다.

3.3 열전달 한계

회전 히트파이프에서 일반적으로 작동하는 열유속은 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 된다. 이러한 문제 때문에 작동 유체 충전율의 증가, 또는 코일의 삽입, 회전관 내 벽면에 길이 방향으로 경사를 갖는 연구가 이루어지고 있다.

Fig.10은 HP4를 이용하여 환상 유동 영역의 작동 구간에서 열속 $q''=2\text{kW/m}^2$ 에서 3.7kW/m^2 로 증가시켰을 때 증발부에서 dry-out이 발생하여 시간이 경과함에 따라 온도가 지속적으로 증가되는 것을 보여주고 있다. 여기서 T1, T2, T3는 증발부의 축 방향 온도 측정점으로써 증발부 끝단에서부터 각각 $x=20, 75, 130\text{mm}$ 의 온도를 나타낸다.

본 실험에서 적용한 열속 범위($5\text{kW/m}^2 < q'' < 40\text{kW/m}^2$)에서는 충전율이 설계 추천범위인 15% 이상에서는 한계 열속에 도달되지 않았다. 따라서 충전율을 감소시켜 $\psi=7\%$ 로 하였을 때 작동 유체의 유동 영

역에 따라 회전수가 dry-out에 미치는 효과를 코일이 삽입된 경우($\alpha=45^\circ$)와 없는 경우를 비교하였다. Fig.11은 비교결과로써 코일이 없는 경우에는 풀 유동의 경우보다 환상 유동 영역에서 열전달 한계가 증가되었다. 그 이유는 환상 유동 영역에서는 원심력장이 액막 유동의 귀환에 작용하기 때문이다. 그러나 코일을 삽입한 경우는 그 반대 경향이 나타나고 있다. 즉 코일의 회전에 의해 풀 유동에서는 액막의 이송율이 증대하여 열전달 한계가 코일이 없는 경우보다 약 300%이상 증대되었다. 그러나 환상 유동 영역에서는 액막의 두께가 코일의 높이보다 낮기 때문에 오히려 코일이 유동 저항으로 작용하고 있기 때문이다.

4. 결 론

1) 회전관에서 삽입된 코일은 내부에 충전된 액체 풀에 액막의 축 방향 펌핑 효과를 나타내었고 이 결과 액체는 관의 한쪽 끝단에서 풀을 이룬다. 이러한 펌핑 효과는 환상 유동 상태에서는 감소되었다. 그리고 충전율이 적을수록 이러한 경향은 더욱 심화될 것으로 보인다. 또한 코일의 나선각이 클수록 삽입 코일이 펌핑 효과를 증대시켰지만, 환상 유동으로 유동 형태의 천이가 또한 촉진되었다.

2) 회전 히트파이프에서 삽입 코일의 펌핑 효과는 풀 유동을 이루는 회전 영역에서는 응축부에서 매우 큰 열전달 촉진 효과를 나타내었다. 이러한 현상은 삽입 코일의 펌핑 효과에 의해 액막 유동이 증발부로 이송되고 이 결과 응축부에서 응축 액막이 상대적으로 얇게 되어 열저항 감소를 초래하기 때문이다. 그러나 회전 속도의 증가에 의해 환상 영역으로 천이되면 이러한 열전달 촉진 효과는 더 이상 나타나지 않았다.

3) 충전율 감소는 응축 액막의 두께 감소를 얻을 수 있다. 충전율 $\psi=15\%$ 인 경우 $\psi=30\%$ 와 비교하여 환상 유동 영역에서 약 100%, 풀 유동 영역에서는 약 60~100% 정도의 응축부 열전달계수의 상승을 얻었다. 다만 충전율 감소는 열전달 한계 감소를 초래하기 때문에 잉여분의 작동 유체의 충전이 필요하다.

4) 삽입 코일의 두께가 액막 평균 두께보다 높으

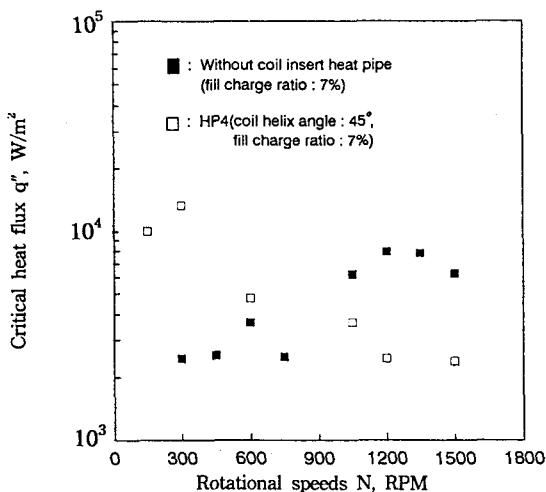


Fig.11 Critical heat flux along with rotational speed for 2 types of heat pipes, without coil insert heat pipe⁽¹⁵⁾ and coil insert HP4 having the same quantity of fill charge ratio

면 삽입 코일이 용축액의 축 방향 유동을 오히려 감소시킨다. 따라서 이러한 경우에는 환상 유동 영역에서는 삽입 코일이 있는 히트파이프에서 같은 충전율의 평활관 히트파이프에 비하여 보다 쉽게 한계 열속에 도달되었다.

참 고 문 헌

- Gray, V., 1969, "The rotating heat pipe—a wickless hollow shaft for transferring high heat fluxes", ASME Paper No. 69-HT-19.
- Dunn, P.D., and Reay, D.A., 1994, "Heat Pipes", Pergamon Press, Oxford, 4th edition, pp. 227~237.
- Brost, O., Unk, J., and Canders, W.R., 1984, "Heat pipes for electric motors", Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., pp. 359~364, Japan.
- Thoren, F., 1984, "Heat pipe cooled induction motors", Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., pp. 365~371, Japan.
- Pokorny, B., Polasec, F., and Schneller, J., 1984, "Heat transfer in co-axial and parallel rotating heat pipes", Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., pp. 259~267, Japan.
- 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.
- 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.
- 이진성, 이재준, 김철주, 박이동, 황영규, 1995, "회전식 열파이프의 작동 특성에 관한 기초적인 연구", 대한기계학회 학술대회논문집, pp. 610~615.
- 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.
- Marto, R., and Weigel, M., 1981, "The development of economical rotating heat pipes", Proc. 4th Int. Heat Pipe Conf., pp. 709~724.
- Nakayama, W., Ohtsuka, Y., and Yoshikawa, T., 1984, "The effect of fine surface structure on the performance of horizontal rotating heat pipes", Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., pp. 121~125.
- Marto, P. J., 1973, "An analytical and experimental investigation of rotating heat pipes", NASA CR 130373.
- Lin, L., 1991, "Cellular flow in a rotating heat pipe with stepped wall", Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 11, No. 1, pp. 63~68.
- Shimizu, A., and Yamazaki, S., 1987, "Helical guide-type rotating heat pipes", Int. Heat Pipe Conf., pp. 545~550.
- 이진성, 1997, "회전 열파이프의 凝縮 液膜 流動 促進과 熱傳達 性能 改善에 關한 研究", 성균관대학교 박사 학위 논문.
- 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.