

Coil Insert에 의한 회전열파이프의 내부유동 및 열전달특성에 관한 연구

A Study on Characteristics of Internal Flow Pattern and Heat Transport Performance by Installing a Coil Insert in the Inside Wall of a Rotating Heat Pipe

김선주*, 이진성(성균관대 대학원), 김철주, 박이동(성균관대학교)

요약

회전열파이프는 전기모터, 고온가스터빈 등의 냉각에 이용함으로써 성능개선을 얻을 수 있다는 점에서 지난 20년 동안 많은 연구가 이루어져왔다. 그동안 내부벽면형상개발은 Taper를 설치하거나, 계단식 단면변화 또는 Impeller설치와 같은 기술들이 연구되었다. 본 연구는 회전 열파이프 용기내벽에 Coil Insert를 설치하여 응축액막 유동효과에 대한 가시화실험 및 열전달 성능실험을 통하여 그 특성을 검토하였고 아래와 같은 결과를 얻을 수 있었다.1) Pool영역에서는 Coil Insert에 의한 축방향 펌핑효과가 매우 크며, 그 효과는 나선각이 클수록 크게 나타난다.2) Coil Insert는 Pool에서 환상류로 천이를 촉진시키며, 나선각이 클수록 그 효과가 크게 나타난다.3) Coil Insert가 열파이프의 열저항에 미치는 효과는 크지 않은 것으로 보인다.4) Coil Insert에 의해 Dry-out한계의 증가가 예상되었지만, 실험장치의 열부하한계에 의해 확인할 수 없었다.

1. 서론

회전식 열파이프에 대한 용어 및 개념은 1969년 Gray에 의해 처음으로 발표된 이후 각종 산업 기기에 적용을 위해 성능 특성 파악을 위한 연구가 진행되었다. 회전식 열파이프는 일반적으로 관내부에 wick를 가지고 있지 않으며, 따라서 응축부로부터 증발부로 응축액의 귀환은 관내 벽위의 응축액막에 작용하는 원심력과 정수압 차에 의해 이루어지게 되는 2상 밀폐 열사이폰을 말한다⁽¹⁾. 이러한 회전 열파이프를 전기모터축에 설치하여권선에서 발생하는 전기저항열을 효과적으로 제거함으로써 모터의 성능을 개선하려는 많은 연구가 진행되었다⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾. Marto 와 Weisel⁽⁵⁾에 의하면 용기 내부 표면에 나선형으로 fin을 설치하고 이것이 마치 Pump impeller와 같은 역할을 하여 응축부로부터 증발부로 응축액의 귀환을 촉진시킴으로써 약 200~450%의 성능 향상이 발생되었다. 이외에도 용기 내면에 Groove를 설치하여⁽⁶⁾ Capillary force를 이용하는 고전적 방법을 적용하거나 또는 축방향으로 1~3°정도의 Taper를 설치하여⁽⁷⁾ 원심 가속도에 의한 축방향 유동증가를 얻음으로써 Dry-out한계를 증가시킬 수 있는 방안이 제시되었다. 그 외에 증발부의 단면을 그 나머지 구간보다 약간 크게하여 증기 통로를 계단 형태로 제작함으로써 직관의 경우보다 증발부의 건조 과열 현상을 억제하고 열부하를 증대시킬 수 있는 방법도 많이 연구되고 있다. 해석적 연구 결과에 의하면 최적 작동유체 충전율은 약 10~15% 정도를 추천하고 있다. 일반적으로 원형관 용기 내부의 유동 형태는 1000rpm이상 고속 회전에서 환상류

이며, 따라서 상변화는 주로 기-액 계면에서 발생하는 것으로 가정할 수 있다. 이러한 열유동상태에서는 한계 열부하범위에서 충전율을 작게함으로써 반경방향 열저항을 줄일 수 있다. 그러나 많은 실험연구에 의하면 이론적인 작동유체 충전량에서는 저열속에서도 건조과열현상이 쉽게 발생하여 실제 제작시 열파이프 전체적의 약 30%를 적절한 충전량으로 제시하고 있다.⁽⁸⁾⁽⁹⁾

본 연구는 회전 열파이프 용기내벽에 Coil Insert를 설치하여 응축액막 유동효과에 대한 가시화실험 및 열전달 성능실험을 통하여 그 특성을 검토하였다. Coil Insert는 나선형 Coil로써 Marto⁽⁵⁾ 등이 이용한 나선형 Fin과 같이 펌핑효과가 있으며, 후자에 비하여 성형 및 설치가 매우 용이한 형태이다.

2. 실험장치 및 방법

열전달이 없는 상태에서 Coil이 설치된 회전관의 내부유동을 관찰하기 위하여 직경24.5mm, 길이 350mm인 투명한 아크릴관과 내부유체는 물을 사용하였다. 아크릴관내에 설치하는 Coil은 두께 2mm의 Stainless재질로써 나선각은 각각 22°, 45° 로 균일하게 관벽에 밀착되도록 삽입하였다. 한편, 구리관과 작동유체는 물을 이용하여 실제 열파이프를 제작하여 열전달 특성을 파악하였으며, Table. 1은 그 제원을 나타내고 있다.

Table.1 Specification of a heat pipe manufactured for present experiment

Component	Material	Structural dimension and fill charge
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 : 30%
Coil Insert	Stainless	Thickness : 2 mm HP1 : Bare Tube HP2 : Helix Angle : 22° HP3 : Helix Angle : 45°

실험 장치의 구성은 Fig.1에서와 같이 열파이프(9)와 열파이프를 회전하기 위한 가변 속도모타(1)와 모타 제어장치(2) 그리고 회전체를 축수(4)(11)를 통하여 지지하고 있는 설치대, 그리고 가열, 냉각 및 온도 측정을 위한 주변기기 등으로 구성되어 있고, 설치대는 생략하였다. 열파이프의 외벽에는 증발부, 응축부에 각각 3점, 단열부에 2점의 열전대 측정점이 부착되어 있고, 이들 열전대는 축수(4)의 중심부를 통과하여 Slip ring(12)(TYPE SR20M, USA)에 연결되어 있다. 이 실험 장치를 구성할 때 Slip ring의 작동 안정성을 고려하여 고속회전시 모타 등 외부로부터의 진동의 유입, 회전열파이프의 편심과 그리고 외부로의 열유입 또는 손실등의 문제를 최소범위로 억제할 수 있도록 유의하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 내부유동가시화

Coil Insert에 의한 응축액막의 축방향 유동효과를 가시화실험을 통하여 알아 보았으며 Photo.1은 그 결과를 나타내고 있다. 열전달은 고려하지 않고 아크릴 관과 물을 사용하여 실험을 수행하였고 삽입된 Coil의 나선 경사각이 각각 22°, 45°이고 충전량은 전체적의 25%이다. 관이 회전하면 내부에 삽입된 Coil Inset는 액막에 원주방향과 축방향으로 힘을 전달한다. 회전수가 900RPM이하의 Pool영역에서는 Coil의 펌핑효과가 지배적이며, 이 결과 물이 우측으로 이송되고 있음을 볼 수 있다. 그러나 Coil의 나선 경사각이 클수록 원주방향보다 축방향으로 작용하는 힘의 성분이 증가하며, 따라서 같은 회전수에 대하여 우측 끝단으로 더욱 빠르게 물이 이송되어 있음을 볼 수 있다. Photo.1a,b(3)은 환상류로 천이 가 일어나고 있는 과정을 나타낸다. 즉 저속회전시 우측선단에 모여있던 액체가 환상류가 됨에 따라 우측의 액막이 좌측으로 이동되고 있다. 이러한 현상은 환상류에서는 원심력장이 유동에 지배적인 인자가 되며, 이 영역에서는 Coil과 액막사이의 상대운동이 작아져서 축방향 펌핑효과가 아주 약하게 되는 것을 이해할 수 있다.

3.2 열전달특성

3.2.1 온도분포

Fig. 2, 3은 관내벽에 Coil을 설치한 HP3의 내부 증기온도변화에 대한 정상상태 벽면온도분포를 보여주고 있다. Fig.2는 회전수가 300 RPM인 Pool영역에서 열속이 $q = 23 \text{ kW/m}^2$ 로 일정할때 내부 증기온도변화에 대한 벽면온도분포를 나타내고 있다. 내부 증기온도가 $T_v = 34 \sim 72^\circ\text{C}$ 범위에서 증발부와 응축부의 온도차($\Delta T = T_e - T_c$)는 약 10°C에서 4°C정도로 감소하여 열전달계수는 약 2배 정도의 차이를 나타낸다. 저속회전에서 이러한 경향은 내부 증기압변화에 따른 일반적인 열사이폰의 비등, 응축열전달에서 유체의 물성치에 의한 영향과 유사한 것으로 보인다. Fig.3은 환상류 영역인 1200 RPM에서의 정상상태 관벽 온도분포를 나타내고 있다. 전체적으로 두꺼워진 액막두께에 의한 열저항으로 인하여 증발부와 응축부의 온도차($\Delta T = T_e - T_c$)는 약 40°C정도를 나타내고 있다. 환상류 영역에서는 전도에 의한 열전달이 크며, 따라서 축방향 온도구배가 거의 선형적으로 나타남을 볼 수 있다.

3.2.2 열전달계수

열파이프의 정상작동상태시 증발부, 응축부 및 단열부는 등온성을 나타내며, 증발부와 응축부의 평균온도를 사용하여 평균열전달계수를 (1),(2)식에 의해 계산하였다.

$$h_{e,m} = \frac{Q_{out}}{A_e(T_{e,m} - T_{v,m})} \quad (1), \quad h_{c,m} = \frac{Q_{out}}{A_c(T_{v,m} - T_{c,m})} \quad (2)$$

여기서 Q_{out} 은 열파이프를 통하여 이송된 열전달량으로써 (3)식과 같이 구할 수 있다.

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

여기서 m 은 항온조에서 공급되는 냉각수의 질량유동율이며, T_{in} 은 spray nozzle로 공급되는 냉각수의 온도이며, T_{out} 은 열파이프와 접촉후 냉각조내에 있는 냉각수의 온도를 2개의 열전대를 병렬로 연결하여 평균온도를 측정하였다.

Fig. 4, 5는 그 실험결과로써 충전량이 30%이고, 열속 $q = 16.8 \text{ kW/m}^2$ 인 경우 각각 회전수 변화에 대한 증발부, 응축부 열전달계수를 나타내고 있다. 회전

수가 증가함에 따라 관상부에 형성되는 액막두께가 증가하여 열전달율이 점차 감소하며, 회전수가 약 1500 RPM부근에서 급격히 감소함을 볼 수 있다. 이러한 현상은 유동형태가 Pool영역에서 환상류로 천이되면서 전체적으로 두꺼워진 액막두께에 기인하며, 그 결과 열전달계수가 Pool영역에 비하여 약 1/5정도에 머무르고 있다. 한편, 환상류 영역에서 회전수를 감소시키면 저속회전(약600RPM)에서도 유동형태가 유지되어 열전달계수는 변화가 없는 Hysteresis현상을 볼 수 있다. Fig.6은 HP3의 회전수 변화에 따른 증발부와 응축부의 열전달계수를 나타내고 있다. Pool영역에서는 회전수가 증가함에 따라 내부Coil의 펌핑력에 의해 응축부에서 증발부로 응축액의 이송에 의해 응축부는 열전달계수가 증가하고 증발부는 점차 하부에 존재하는 Pool의 깊이가 깊어져 감소함을 볼 수 있다. 회전수가 약 560~750 RPM 범위에서 증발부 열전달계수가 다소 증가하는데 이는 Coil의 축방향 유동과 원주방향유동에 의한 영향으로 증발부 전길이에 존재하는 유체의 Pool깊이가 감소하는 영향으로 보여진다. 환상류유동으로의 천이는 약 750 RPM에서 발생되며, 그 이후의 열전달계수는 1650RPM 까지 균일한 경향을 나타낸다. Fig.7은 HP2의 경우로써 회전수가 300~600 RPM 영역에서는 증발부와 응축부의 열전달계수가 비슷한 경향을 나타낸다. 그러나 그 이후의 회전수 영역에서는 응축부의 값이 급격히 감소함을 볼 수 있으며, 이러한 현상은 HP3인 경우와 상반된 결과를 나타낸다. 이러한 현상은 Coil의 피치간격이 조밀한 경우 증발부로의 액막유동율이 저하되며, 따라서 응축부에서는 상대적으로 적은 양의 작동유체가 Coil의 원주방향 유동효과에 의해 환상류 유동형태가 되고 증발부에서는 초기 관하부에 형성된 작동유체에 의해 Pool영역이 약 1200RPM까지 유지되고 있기 때문인 것으로 생각된다. 1200RPM에서 증발부의 유동천이가 생기면 원심력에 의한 응축부로의 축방향 액막유동에 의해 응축부액막두께는 더욱 증가하여 열전달계수는 더욱 감소함을 볼 수 있다.

3.2.3 전체열저항

회전열파이프의 전체열저항을 R_t 라 하면, 증발부와 응축부의 벽면온도차 $\Delta T_w = T_{ew} - T_{cw}$ 와 열속 q 에 의해 (4)식과 같이 표시할 수 있다.

$$R_t = \frac{\Delta T_w}{q} \quad (4)$$

Fig.8,9는 각각 회전수 변화에 대한 HP1,2,3의 전체열저항을 나타내고 있다. Fig.8은 Pool영역의 경우로써 저속회전영역(300~600RPM)에서는 HP2인 경우 전체 열저항이 HP1에 비하여 다소 감소하지만, 그 이후의 회전수 영역에서는 증가하고 있다. HP3는 전체적으로 균일한 열저항을 나타내며 회전수가 증가할수록 HP2에 비하여 열전달성능이 향상됨을 볼 수 있다. Fig.9는 환상류영역에서의 전체 열저항을 나타내고 있다. HP3가 전체적으로 열저항이 적게 나옴을 볼 수 있고, Coil피치 간격이 조밀해지면 Coil이 삽입되지 않은 경우에 비하여 열저항이 큼을 볼 수 있다.

4 결론

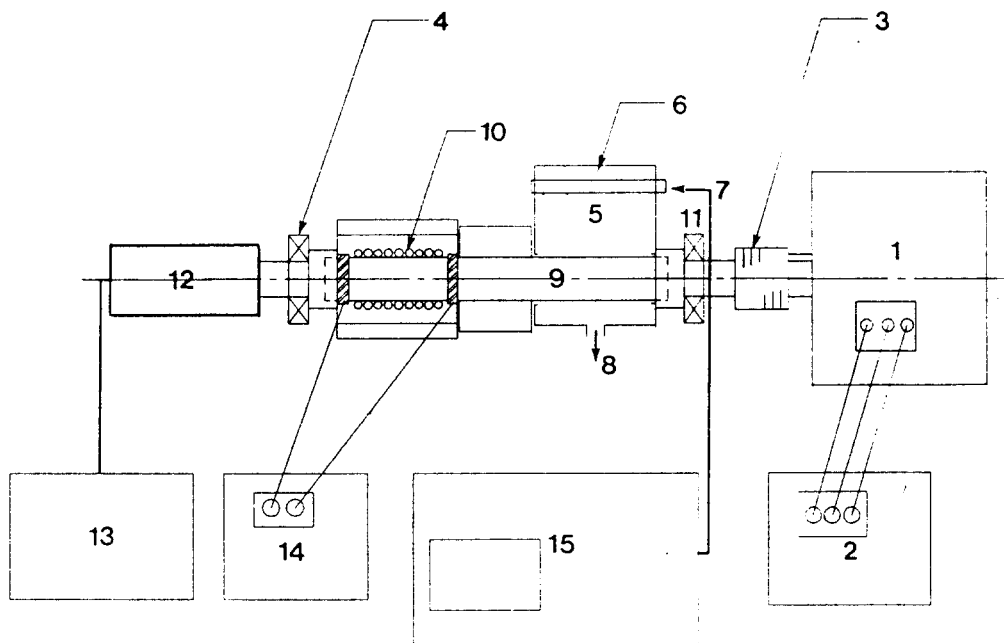
1. Pool영역에서는 Coil Insert에 의한 축방향 펌핑효과가 매우 크며, 그 효과는 나선각이 클수록 크게 나타난다.
2. Coil Insert는 Pool에서 환상류로 천이를 촉진시키며, 나선각이 클수록 그 효과가 크게 나타난다.
3. Coil Insert가 열파이프의 열저항에 미치는 효과는 크지 않은 것으로 보인다. Pool영역에서는 응축부의 액막두께감소로 열저항이 감소하지만, 상대적으로 약간의 증발부 열저항을 증가시키고 있다. 환상류에서는 Coil Insert가 없는

경우와 유사하게 나타나며, 오히려 액막두께의 증가로 미소한 크기의 열저항 증가를 초래한다.

4. Coil Insert에 의해 Dry-out한계의 증가가 예상되었지만, 실험장치의 열부하 한계에 의해 확인할 수 없었다.

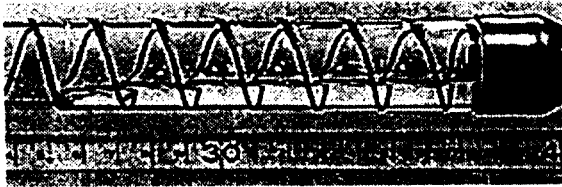
참고문헌

- 1 P.D.Dunn, D.A.Reay, 1994, " Heat Pipes", Pergamon Press, Oxford, 4th edition, pp. 227~237
- 2 O. Brost, J. Unk, W. R. Canders, 1984, " Heat Pipes for Electric Motors ", Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., pp. 359~364, Japan,
- 3 F. Thoren, 1984, " Heat Pipe Cooled Induction Motors ", Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., pp 365~ 371, Japan,
- 4 B. Pokorný, F. Polàsec, J. Schneller, 1984, " Heat Transfer in co-axial and Parallel Rotating Heat Pipes ", Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., pp. 259~267, Japan
- 5 R.Marto, M.Weigel, 1981, " The Development of Economical Rotating Heat Pipes", Proc. 4th Int. Heat Pipe Conf., pp. 709~724, London
- 6 W. Nakayama, Y. Ohtsuka, T. Yoshikawa, 1984, " The effect of fine surface structure on the performance of horizontal rotating heat pipes. ", Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., pp. 121~125, Japan,
- 7 P. J. Marto, 1973, " An analytical and experimental investigation of rotating heat pipes. ", NASA CR 130373,
- 8 W. Nakayama, Y. Ohtsuka, 1984, " Optimum charge of Working Fluid in Horizontal Rotating Heat Pipes ", Heat and Mass Transfer in Rotating Machinery, pp. 633-644
- 9 M. Katsuta, H. Kigami, K. Nagata, J. Sotani, T. Koizumi, 1984, " Performance and Characteristics of a Rotating Heat Pipe ", Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., pp. 126~132, Japan

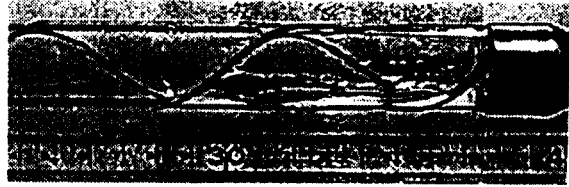


- 1. Variable speed motor
- 2. Motor controller
- 3. Flexcible coupling
- 4, 11. Bearing
- 5. Water jacket
- 6. Spray cooler
- 7. Coolant inlet
- 8. Coolant outlet
- 9. Heat pipe
- 10. Heater
- 12. Slip ring
- 13. Hybrid recorder
- 14. Slidacs
- 15. Const. temp. bath

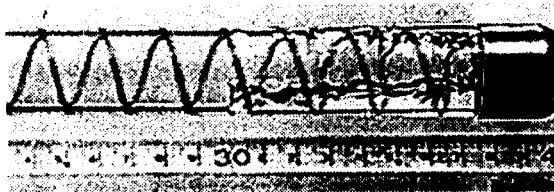
Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus



a(1) 300 RPM



b(1) 600 RPM



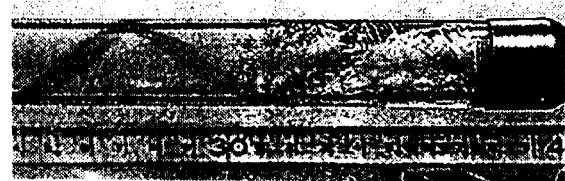
a(2) 900 RPM



b(2) 900 RPM



a(3) 1260 RPM



b(3) 1020 RPM

Photo. 1 Pictures showing pumping effects of coil inserts for various rotational speeds

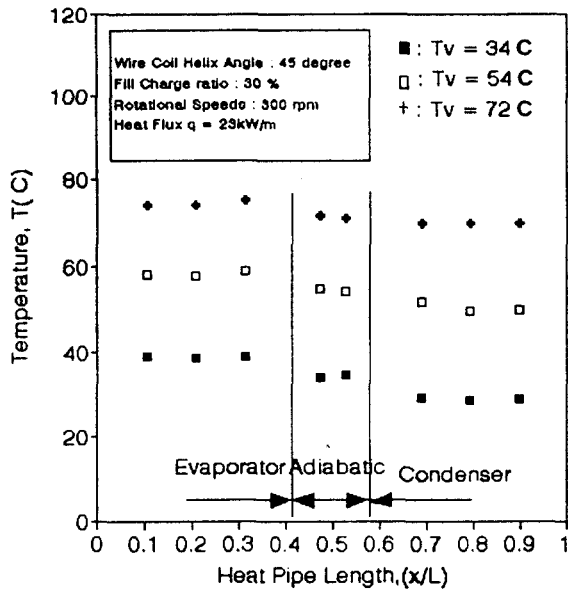


Fig.2 Axial wall temp. distribution along with vapor temp. for HP3 at pool regime

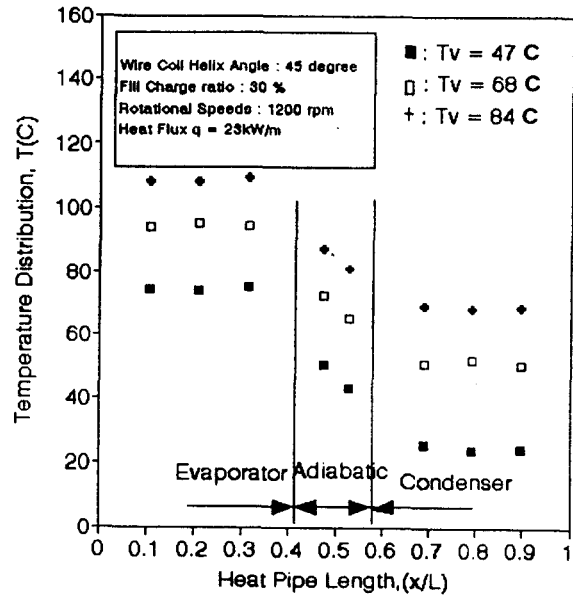


Fig.3 Axial wall temp. distribution along with vapor temp. for HP3 at annular regime

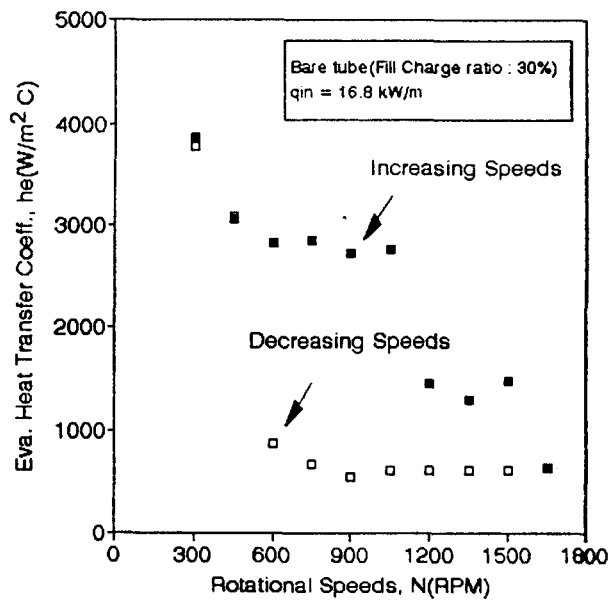


Fig.4 Variations of eva. heat transfer coeff. with the various rotational speeds for HP1

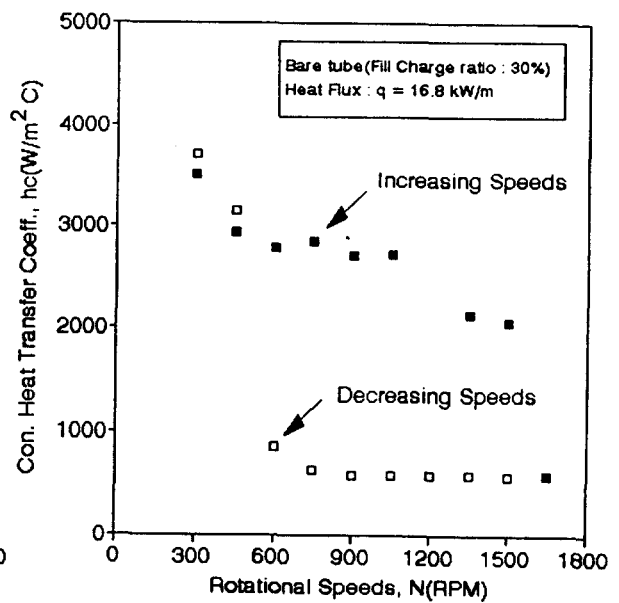


Fig.5 Variations of con. heat transfer coeff. with the various rotational speeds for HP1

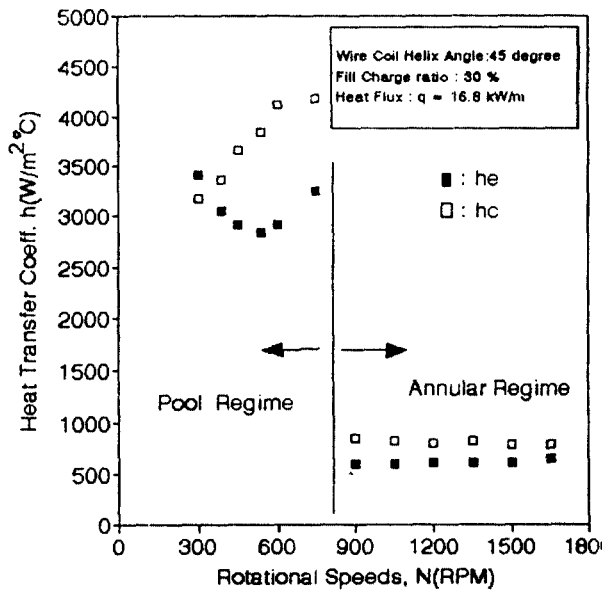


Fig.6 Variations of heat transfer coeff. with the various rotational speeds for HP3

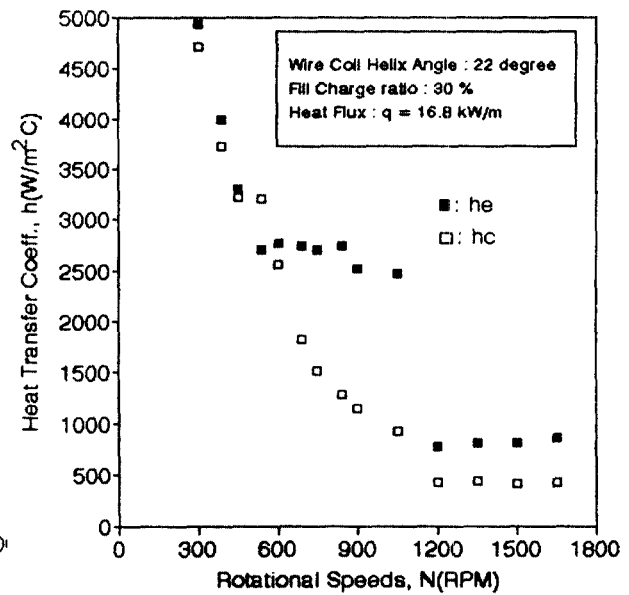


Fig.7 Variations of heat transfer coeff. with the various rotational speeds for HP2

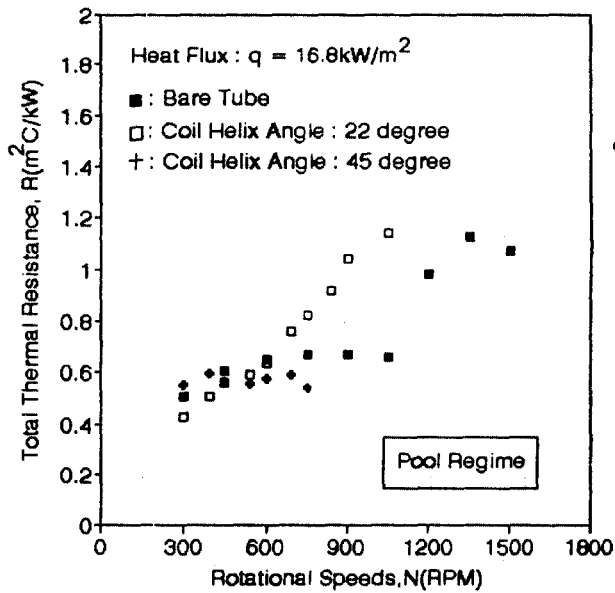


Fig.8 Total thermal resistance versus various rotational speeds for HP1,2,3 at pool regime

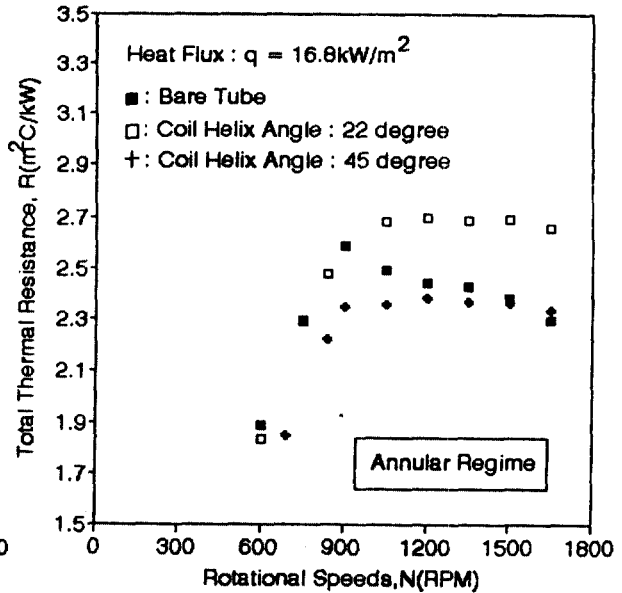


Fig.9 Total thermal resistance versus various rotational speeds for HP1,2,3 at annular regime