

마이크로핀관 내 단상 냉각 유동 열전달 및 압력 강하 특성에 관한 실험적 연구

한 동 혁, 이 규 정^{†*}

고려대학교 기계공학과 대학원, *고려대학교 기계공학과

Experiments on Single Phase Cooling Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics in Microfin Tubes

Dong-Hyouck Han, Kyu-Jung Lee^{†*}

Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea*

(Received December 4, 2001; revision received February 18, 2002)

ABSTRACT: Experiments on the single phase cooling heat transfer and pressure drop with microfin tubes were performed using water as a test fluid. Experimental data were obtained in the range of Reynolds number 3000~40000 and Prandtl number 4~6. The data of microfin tubes presented the characteristics of rough surface tube in pressure drop and heat transfer. Experimental data were compared with the heat transfer and friction factor correlations of smooth tubes. Heat transfer enhancements of microfin tubes were lower than pressure drop penalty factors. The helix angle is more significant parameter in both of the pressure drop and heat transfer than the relative roughness. The correlations of Nusselt number and friction factor were suggested for the tested microfin tubes. Maximum deviations between correlations and experimental data were within $\pm 15\%$ for Nusselt number and $\pm 10\%$ for friction factor.

Key words: Microfin tube(마이크로핀관), Heat transfer enhancement(열전달향상), Single phase (단상유동), Pressure drop penalty factor(압력 강하 손실계수), Correlation(상관식)

기 호 설 명

A : 전열 면적 [m^2]
 c : 정압 비열 [$J/kg \cdot K$]
 D_o : 관외경 [mm]
 D_h : 수력 직경 [mm]
 D_i : 관내 최대 직경 [mm]
 e_f : 핀 높이 [mm]

f : Darcy 마찰계수
 G : 무차원 형상계수
 h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 j : Colburn j factor, $StPr^{2/3}$
 k : 열전도계수 [$W/m \cdot K$]
 n : 핀 수
 Nu : Nusselt 수, hD_i/k
 t : 관벽 두께 [mm]
 p : pitch, $\pi D_i/n \tan \beta$ [mm]
 Pr : Prandtl 수, ν/α
 Re : Reynolds 수, uD_i/ν

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3359; fax: +82-2-928-9768

E-mail address: kjlee@korea.ac.kr

- R_w : 열저항 [W/K]
 Re_e : Roughness Reynolds 수, $e_f u_\tau / \nu$
 St : Stanton 수, $Nu / RePr$
 U_o : 총괄 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 u : 관내 평균 유속 [m/s]
 u_τ : friction velocity [m/s], $(\tau_w / \rho)^{0.5}$

그리스 문자

- α : 열확산계수 [m^2/s]
 β : 나선각 [$^\circ$]
 ν : 동점성계수 [m^2/s]
 τ : 전단 응력 [N/m^2]

하첨자

- $exit$: 출구
 i : 관 내부
 $inlet$: 입구
 LM : 대수 평균 온도차
 o : 관 외부
 w : 벽면

1. 서 론

에너지 소비량의 증가와 이에 반한 한정된 에너지 자원이라는 현상은 고효율 기기 개발을 필연적으로 요구하고 있다. 이러한 상황에서 고효율 열교환기 소재의 하나로써 각광 받고 있는 마이크로회관은 여타의 열교환기 소재와 비교하여 압력 강하량의 증가에 대한 열전달 향상 정도가 높아 현재 가정용 공조기나 냉동기기로 사용되어 에너지 절약과 열교환기 소형화에 기여하고 있다.

최초의 마이크로회관은 Fujie et al.⁽¹⁾에 의해 Hitachi Cable사에서 개발되었으며, Shinohara and Tobe⁽²⁾에 의해 형상이 발전되어 현재 50~70개의 회, 8~30°의 나선각, 0.1~0.2mm의 회 높이를 갖는 외경 4~20mm의 다양한 형태의 마이크로회관이 제작되어 사용되고 있다.

마이크로회관에 대한 이상유동 상황 하의 연구⁽³⁻¹¹⁾는 많이 보고되어 있는 반면, 비교적 적은

질량 유속을 갖는 응축기에서 나타나는 과냉 상태의 유동이나 증발기의 과열 상태 등의 단상 유동에 관한 연구는 상대적으로 저조한 상황이다. 박혁범,⁽¹²⁾ 권정태와 김무환⁽¹³⁾은 마이크로회관에 대한 물을 작동 유체로 한 실험을 통해 평활관에 대한 상관식의 계수를 수정하여 Nusselt 수와 마찰계수에 관한 상관관계를 제안하였다. Khanpara et al.⁽¹⁴⁾은 Nusselt 수가 $Re^{1.7}$ 에 비례한다는 보고를 한 반면, Eckels and Pate,⁽¹⁵⁾ Al-Fahed et al.⁽¹⁶⁾은 Nusselt 수가 $Re^{0.8}$ 에 비례한다는 보고를 하였다. Chiou et al.⁽¹⁷⁾은 마이크로회관의 열전달 및 압력 강하 특성이 거친 표면을 갖는 관의 특성을 보임을 보고하였다. Wang et al.⁽¹⁸⁾은 Dipprey and Sabersky의 Stanton 수 및 Nikuradse의 Fanning 마찰계수 상관식을 실험적으로 수정하여 제안하였다. 또한 Brognaux⁽¹⁹⁾는 마이크로회관의 단상 유동에서의 Prandtl 지수가 0.56임을 발표하였다.

마이크로회관의 유동 특성은 관 형상 등에 많이 의존하여 특정 형상에 대하여 제안된 식은 다른 형태의 관에 적용이 어려우며 이상 유동 하의 연구에 비해 단상 유동 하의 연구는 필요성에 비해 부족한 상황이므로 보다 많은 실험적 연구 결과가 보고되어야 하는 상황이다. 따라서 본 연구에서는 4종류의 마이크로회관에 대해 단상 유동 열전달 및 압력 강하 특성을 실험을 통해 살펴보고 형상 인자가 열유동 특성에 미치는 영향을 고찰하였다. 또한 실험에 사용된 마이크로회관에 대한 Nusselt 수 및 마찰계수에 대한 실험적인 상관식을 제안하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1에는 실험에 이용된 전체 실험장치의 구성도를 보여주고 있다. 시험부는 내경 19mm의 아크릴로 구성되며 길이는 1000mm이다. 유동의 안정화 및 완전 발달을 기하기 위하여 입구 부분에 1700mm의 안정화 부분을 두었다. 시험부 외부에는 열손실을 최소화하기 위하여 단열처리가 되어 있으며 열손실은 최대 7% 이내이다.

실험장치는 총 2개의 유로로 구성되며 동관 내부에는 20℃, 30℃, 40℃의 고온의 물이, 동관 외

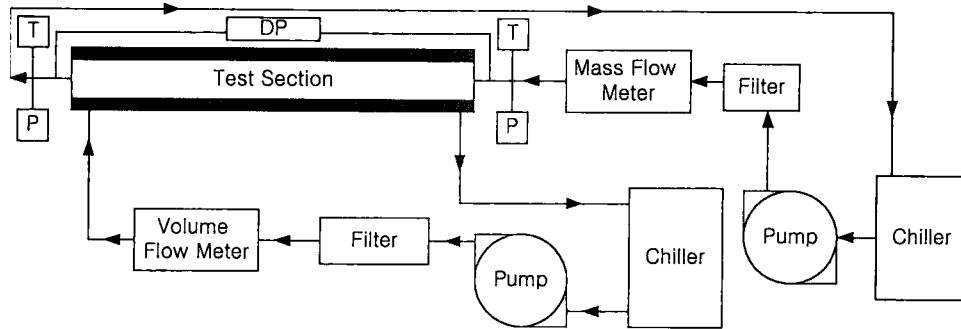


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental system.

Table 1 Tube specifications

	Smooth tube			Microfin tube			
Outside diameter [mm]	9.52	7.0	6.35	9.52	7.0	6.2	5.1
Tube wall thickness [mm]	0.8	0.41	0.7	0.3	0.26	0.55	0.55
Fin height [mm]				0.12	0.15	0.13	0.13
Helix angle [°]				25	18	10.3	9
Apex angle [°]				48	53	40	40
Number of fins				60	60	60	60

부와 아크릴관 사이에는 시험부에 비해 10℃ 낮은 저온의 물이 대향류로 흐르며 관 내부를 냉각시킨다. 시험부와 환상부의 온도값 및 물성치는 각각의 입출구의 평균값을 사용하였다.

시험부의 입출구에는 차압계 및 온도 센서와 압력 센서가 각각 설치되어 있다. 실험에 사용된 T형 열전대의 정확도는 ±0.2℃이며, 압력계의 정확도는 ±4.6 kPa(±0.13%)이다. 차압계의 정확도는 ±0.5%(±0.2 kPa)이며, 동관 내부 유량 측정에 사용된 질량 유량계의 정확도는 ±0.1%, 환상부에 사용된 체적 유량계의 정확도는 ±0.15%이다.

Table 1에는 본 실험에 사용된 관의 사양이 나타나 있다.

2.2 실험결과 처리방법

마찰계수는 식(1)에 의해 얻어진다.

$$f = \frac{2D_i \Delta P}{\rho u^2 L} \tag{1}$$

시험부 입출구의 마찰 손실은 Idelchik⁽²⁰⁾에 의

해 제시된 사항을 따라 수정하였다.

시험부의 총괄 열저항은 식(2)와 같이 주어지며, 이때 전열면적은 식(3)과 식(4)에 의해 얻어진다.

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + R_w + \frac{1}{h_o A_o} \tag{2}$$

$$A_i = \pi D_i L \tag{3}$$

$$A_o = \pi D_o L \tag{4}$$

총괄 열전달계수는 식(5)에 의해 구해지며 이때 대수 평균 온도차는 식(6)에 의해 구해진다.

$$U_o = \frac{q}{A_o \Delta T_{LM}} \tag{5}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \tag{6}$$

이때의 온도차는 식(7), (8)과 같으며 시험부 내의 열교환량은 식(9)와 같이 주어진다.

$$\Delta T_1 = T_{i, inlet} - T_{o, exit} \tag{7}$$

$$\Delta T_2 = T_{o, inlet} - T_{i, exit} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} q &= \dot{m}_i c_{p,i} (T_{i, inlet} - T_{i, exit}) \\ &= \dot{m}_o c_{p,o} (T_{o, exit} - T_{o, inlet}) \end{aligned} \quad (9)$$

관내의 Nusselt 수는 식(10)의 형태를 가정하여 이를 식(2)에 넣어 정리한 후 Wilson plot⁽²¹⁾ 기법을 이용하여 C_f 와 m 을 결정한다.

$$Nu_i = C_f Re_i^m Pr_i^l \quad (10)$$

이때 Prandtl 수의 지수 l 은 평활관의 경우는 Dittus and Boelter⁽²²⁾의 0.3을 마이크로회관의 경우는 Brognaux⁽¹⁹⁾가 제시한 0.56을 이용하였다.

본 실험의 불확실도는 95%의 신뢰도를 기준으로 할 때 열전달계수는 $\pm 10.9\%$ 이며 마찰계수는 $\pm 7.1\%$ 이다. 불확실도의 해석은 ASME⁽²³⁾의 보고 원칙에 따랐다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 평활관 실험결과

마이크로회관의 실험에 앞서 평활관의 실험을 통해 본 실험결과의 신뢰성을 확보하였으며 평활관에 대한 마이크로회관의 특성을 비교하기 위해 본 평활관의 실험결과와 가장 잘 부합하는 평활관의 열전달 및 마찰계수 상관식을 선정하였다.

Fig. 2는 평활관의 Darcy 마찰계수의 실험값과 Petukhov⁽²⁴⁾의 상관식을 비교하여 보여주고 있다. 대부분의 영역에서 $\pm 10\%$ 내외에서 상관식과 일치하고 있음을 알 수 있다. 실험값은 외경 9.52,

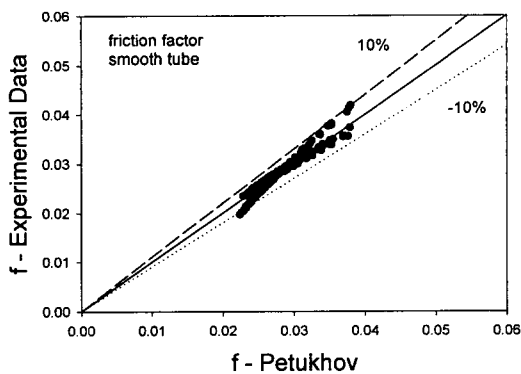


Fig. 2 Friction factor for smooth tube.

7, 6.35 mm 평활관과 각 평활관의 20°C, 30°C, 40°C의 값을 포함하고 있다.

Fig. 3은 본 실험을 통하여 얻은 평활관의 Nusselt 수와 Dittus and Boelter⁽²²⁾의 상관식 및 Gnielinski⁽²⁵⁾의 상관식을 비교하여 보여주고 있다. Dittus and Boelter의 상관식이 Gnielinski의 상관식에 비해 본 평활관의 실험결과 더 잘 부합되었다. 실험값은 Dittus and Boelter 식과는 $\pm 10\%$ 내외에서 일치하였으며 Gnielinski 식은 대부분의 영역에서 10% 내외에서 높게 예측하였다. 실험값들은 관내 온도가 20°C, 30°C, 40°C일 때의 값을 포함하고 있다. 따라서 본 연구에서는 마이크로회관에 대한 평활관의 비교 상관식으로 마찰계수는 Petukhov의 상관식을, Nusselt 수는 Dittus and Boelter의 식을 기준으로 하였다.

3.2 마이크로회관 실험결과

Fig. 4와 5는 마이크로회관의 Roughness Reynolds 수에 따른 마찰계수와 무차원 열전달계수인 Colburn j factor의 변화를 보여주고 있다.

표면 조도를 갖는 관에서의 층류에서 난류로의 천이 과정을 평활관에 대한 경우와 비교하기 위해서는 Reynolds 수보다는 Roughness Reynolds 수에 따른 변화를 보는 것이 특성을 파악하는 데 용이하다.

마이크로회관의 마찰계수는 낮은 Roughness Reynolds 수 범위에서는 Roughness Reynolds 수가 증가함에 따라 감소하는 층류의 특성을 보이다가 Roughness Reynolds 수가 증가함에 따라 파동의 효과가 나타나면서 증가한다. 층류 저층이 깨져 전 영역이 완전 난류 영역이 되면 다시 감

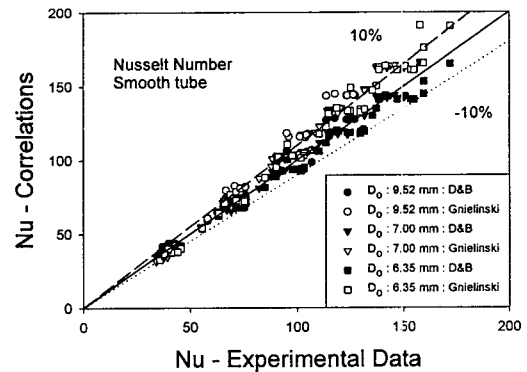


Fig. 3 Nusselt number for smooth tube.

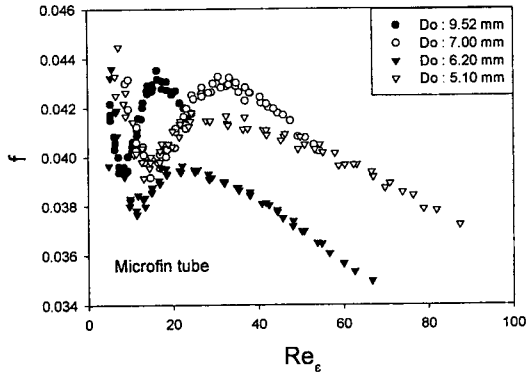


Fig. 4 Friction factor for microfin tube.

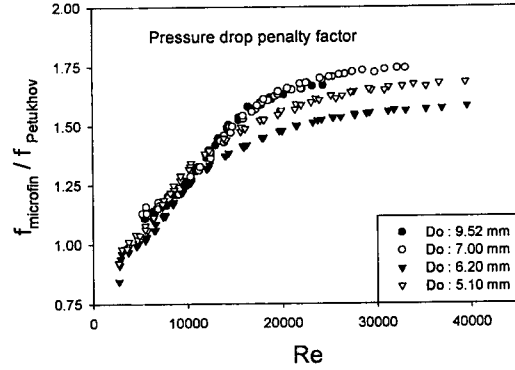


Fig. 6 Pressure drop penalty factor.

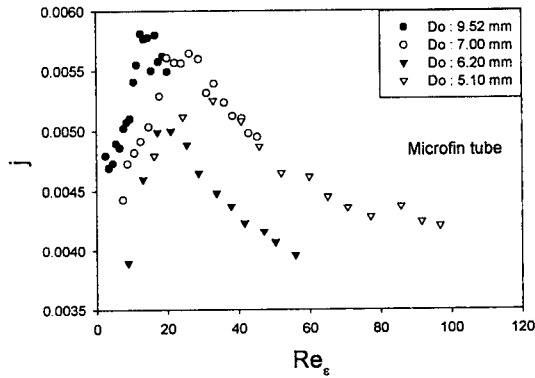


Fig. 5 Colburn j factor for microfin tube.

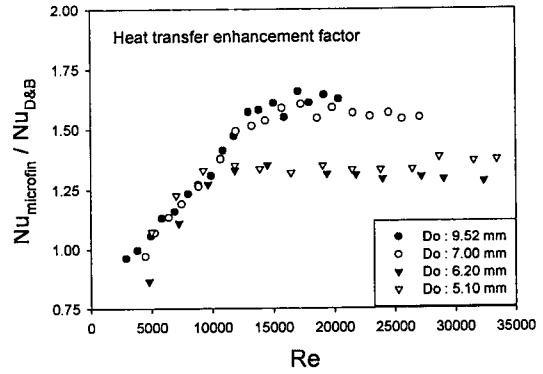


Fig. 7 Heat transfer enhancement factor.

소하는 경향을 보여주는데 이는 일반적인 거친 표면을 갖는 관의 특성과 일치한다. 그러나 일반적인 거친 표면을 갖는 관과는 달리 표면 조도만으로는 천이점의 위치와 크기를 설명할 수 없으므로 형상 인자의 열유동에 미치는 영향과 관내 유동 특성에 대하여 보다 많은 연구가 필요할 것으로 생각된다. 또한 층류 저층이 깨지는 Roughness Reynolds 수는 평활관이 70인데 비하여 본 실험에 사용된 마이크로핀관에서는 17~35 사이로 평활관에 비해 빠르게 난류 영역으로 천이함을 알 수 있다. 이러한 난류 발생 효과의 증대는 관내부 면적의 증가와 함께 마이크로핀관의 열전달 향상과 마찰계수 증가의 원인을 제공한다. Colburn j factor 또한 층류 저층 영역이 흰에 의해 파괴되어 완전 난류 영역으로 천이할 때까지 증가하다가 층류 저층이 완전히 파괴된 이후에는 다시 감소하는 경향을 보여준다.

나선각이 상대적으로 크고 표면 조도(e_s/D_i)

가 상대적으로 작은 마이크로핀관(외경 9.52 mm, 외경 7 mm)들이 표면 조도가 상대적으로 크고 나선각이 작은 마이크로핀관(외경 6.2 mm, 외경 5.1 mm)들에 비해 일반적으로 마찰 저항과 열전달 특성이 높게 나타났으며 이는 표면 조도가 열유동 특성에 미치는 영향보다 나선각의 영향이 더 중요함을 유추하게 한다. 나선각의 증가는 유동 방향의 피치($\pi D_i/n \tan \beta$)를 감소시켜 유동 방향으로의 흰 간격을 조밀하게 하여 유동 저항을 증가시키고 난류 발생에도 기여하여 열전달 증대에도 영향을 미치는 것으로 생각된다.

Fig. 6과 7은 Reynolds 수에 따른 압력 강하 손실계수와 열전달 향상계수를 보여주고 있다. 압력 강하 손실계수는 마이크로핀관의 마찰계수와 평활관의 마찰계수 상관식인 Petukhov의 식과의 비이며, 열전달 향상계수는 마이크로핀관의 Nusselt 수와 평활관의 Nusselt 상관식인 Dittus and Boelter의 Nusselt 수의 비이다. 압력 강하 손실계

수와 열전달 향상계수는 층류 저층이 깨지기 전까지 증가하며 층류 저층이 완전히 깨진 이후에는 일정한 값에 수렴한다.

평활관에 비한 마이크로핀관의 압력 강하 증가량과 열전달 향상 정도의 비는 효율 지수(efficiency index)⁽²⁶⁾로 알려져 있으며 효율 지수가 수렴한 이후의 값들은 외경 9.52, 7, 6.2, 5.1 mm 마이크로핀관에 대하여 각각 0.979, 0.884, 0.823, 0.819로 외경 9.52 mm 마이크로핀관의 값이 가장 높았다. 실험에 사용된 마이크로핀관 모두 수렴 이후의 압력 강하 손실계수가 열전달 향상계수에 비해 크게 나타났다. 이는 본 연구에 사용된 마이크로핀관들이 열전달 향상 효과에 비해 압력 강하 증가에 의한 손실이 더 큼을 의미한다. 또한 효율지수는 본 실험에 사용된 마이크로핀관들에서는 나선각이 높을수록 높게 나타났으며 이는 압력 강하에 의한 손실에 비한 열전달 향상 효과를 높이기 위해서는 표면 조도의 증가 보다도 나선각의 증가가 보다 유리함을 추측하게 한다.

3.3 마이크로핀관 상관관계 고찰

Roughness Reynolds 수는 마찰계수와 식(11)과 같은 관계가 있다.

$$Re_\epsilon = \left(\frac{e_f}{D_i}\right) Re \sqrt{\frac{f}{8}} \quad (11)$$

또한 Reynolds 수와 Roughness Reynolds 수는 Fig. 8에서와 같이 선형적인 관계가 있으므로 본 실험에 사용된 마이크로핀관에 대하여 식(12)와

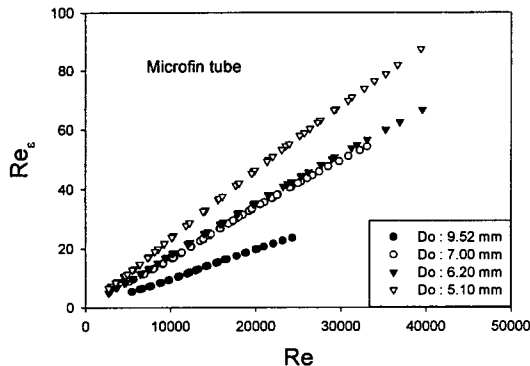


Fig. 8 Roughness Reynolds number vs. Reynolds number.

같은 선형방정식을 얻을 수 있다.

$$Re_\epsilon = G_1 + G_2 Re \quad (12)$$

따라서 식(11)과 (12)에 의하여 마찰계수는 식(13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$f = 8 \left(\frac{D_i}{e_f}\right)^2 \left(G_2 + \frac{G_1}{Re}\right)^2 \quad (13)$$

마찰계수는 관내 형상에 의해 영향을 받으므로 영향을 미치는 형상 인자들을 무차원화하여 G_1 과 G_2 를 식(14), (15)와 같은 상관계수로 도입하였다. 이와 같은 시도는 마이크로핀관에 대하여 Wang et al.,⁽¹⁸⁾ 나선 코일이 삽입된 관에 대하여 Zhang et al.,⁽²⁷⁾ 주름관에 대하여 Ravigururajan and Bergles⁽²⁸⁾에 의해서도 마찰계수와 Nusselt 수 상관식에 이용되었다. 형상 인자로는 표면이 거친 관에서 일반적으로 도입되어 사용되고 있는 표면 조도(e_f/D_i), 나선각을 가진 표면 거칠기를 갖는 관에 주로 이용되는 나선각이 고려된 pitch (p)와 실제 유동 면적과 관내 접촉 길이가 고려된 수력 직경(D_h)을 주요 인자로 도입하였다.

$$G_1 = e^{3.32} \left(\frac{e_f}{D_i}\right)^{2.83} \left(\frac{p}{e_f}\right)^{2.71} \left(\frac{D_h}{p}\right)^{1.49} - 1 \quad (14)$$

$$G_2 = \left(\frac{1}{e^{3.67}}\right) \left(\frac{D_i}{e_f}\right)^{0.0082} \left(\frac{e_f}{p}\right)^{0.92} \left(\frac{p}{D_h}\right)^{0.71} \quad (15)$$

거친 표면을 갖는 관의 Nusselt 수가 마찰계수와 밀접한 관계가 있는 것은 Norris⁽²⁹⁾에 의해서도 보고되었으며 마이크로핀관에 대해서도 마찰계수가 고려된 상관관계가 유도되어야 한다.

따라서 본 연구에서는 마이크로핀관의 Nusselt 수를 마찰계수가 고려된 Roughness Reynolds 수를 이용하여 식(16)와 같은 실험적인 상관관계를 제시하였다.

$$Nu = G_3 Re_\epsilon^{G_4} Pr^{0.56} \quad (16)$$

G_3 와 G_4 또한 관형상 인자를 고려하여 식(17), (18)과 같이 상관관계를 유도하였다.

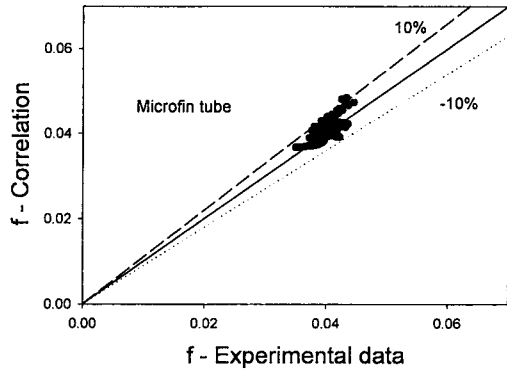


Fig. 9 Experimental friction factors vs. correlation.

$$G_3 = e^{2.72} \left(\frac{e_f}{D_i} \right)^{3.1} \left(\frac{p}{e_f} \right)^{3.21} \left(\frac{D_h}{p} \right)^{2.67} \quad (17)$$

$$G_4 = \left(\frac{1}{e^{2.51}} \right) \left(\frac{D_i}{e_f} \right)^{1.9} \left(\frac{e_f}{p} \right)^{1.53} \left(\frac{p}{D_h} \right)^{1.26} \quad (18)$$

Fig. 9과 10은 본 실험에 사용된 마이크로핀관에 대하여 개발된 마찰계수 및 Nusselt 수 상관식과 실험결과를 비교하여 보여주고 있다. 마찰계수는 본 연구에서 제안된 상관식과 ±10% 내에서 일치하였고 Nusselt 수는 본 연구에서 제안된 상관식과 ±15% 내에서 일치하였다. 제안된 상관식은 낮은 Reynolds 수에서는 약간 높게 예측하였는데 이는 층류 저층이 깨진 후의 값을 이용하여 상관식을 개발하여 이를 낮은 Reynolds 영역까지 확장하였기 때문이다. 본 연구를 통해 제안된 상관식은 실험에 이용된 4종류의 관에만 적용되며 다른 형상의 마이크로핀관에 적용하기 위해서는 G_1, G_2, G_3, G_4 를 수정해야 할 것으로 생각된다. 제안된 상관식은 Reynolds 수 3000~40000, Prandtl 수 4~6에서 적용 가능하다.

4. 결 론

4종류의 마이크로핀관의 물을 작동 유체로 한 관내 냉각이 이루어지는 상태에서의 단상 유동에 관한 압력 강하 및 열전달 특성에 대하여 실험적으로 연구하였다. 마이크로핀관은 단상 상태에서 거친 표면을 갖는 관과 비슷한 열전달 및 압력 강하 특성을 보였으나 거친 표면만을 가진 관과

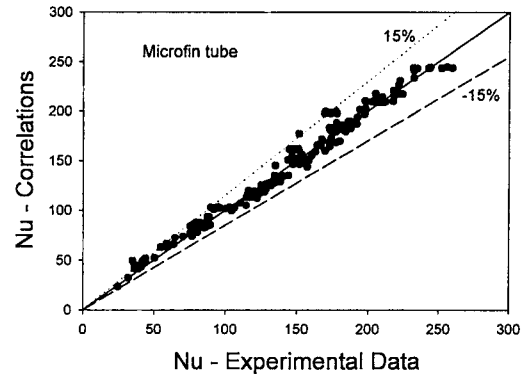


Fig. 10 Experimental Nusselt number vs. correlations.

는 달리 상대 조도만으로 천이점의 위치 변화에 대한 설명은 불가능하였다.

본 연구에 사용된 마이크로핀관들은 압력 강하에 의한 손실값이 열전달 향상값보다 높았으며 압력 강하량의 증가에 비해 열전달 향상 효과는 외경 9.52 mm 마이크로핀관이 가장 높았다.

마이크로핀관의 나선각의 증가는 난류 발생의 증가와 유동 방향의 흰 간격을 감소시켜 열전달 및 압력 강하의 증가에 영향을 주며 본 실험에서는 상대적으로 나선각이 큰 마이크로핀관들(외경 9.52 mm, 7 mm)이 표면 조도가 큰 마이크로핀관들(외경 6.2 mm, 5.1 mm)에 비하여 열전달 및 마찰계수의 값이 크게 나타났다. 마이크로핀관의 형상 인자들의 열유동 특성에 미치는 영향에 대한 연구가 보다 필요할 것으로 생각된다.

실험에 사용된 마이크로핀관에 대하여 마찰계수 및 Nusselt 수에 대하여 형상 인자를 고려한 실험적인 상관식을 Reynolds 수 3000~40000, Prandtl 수 4~6 범위에서 제안하였고 각각 실험결과와 ±10%, ±15% 내에서 일치하였다. 연구를 통해 개발된 상관식은 실험에 사용된 4종류의 마이크로핀관에 국한되며 다른 형상의 마이크로핀관에 적용하기 위해서는 보다 많은 다양한 형상의 마이크로핀관에 대한 실험을 통하여 형상 인자의 개발 및 수정이 필요할 것으로 생각된다.

후 기

본 논문은 고려대학교 특별연구비에 의하여 수행되었음.

참고문헌

1. Fujie, K., Itoh, N., Innami, T., Kimura, H., Nakayama, N. and Yanugidi, T., 1977, Heat Transfer Pipe, US Patent 4044797, assigned to Hitachi Ltd.
2. Shinohara, Y. and Tobe, M., 1985, Development of an Improved Thermofin Tube, Hitachi Cable Review, No. 4, pp. 47-50.
3. Khanpara, J. C., Bergles, A. E. and Pate, M. B., 1986, Augmentation of R113 In-Tube Condensation with Microfin Tubes, in Heat Transfer in Air Conditioning and Refrigeration Equipment, HTD-Vol. 6, Eds., Kohler, J. A. and Lu, J. W. B., pp. 21-32, ASME, New York, p. 21.
4. Shinohara, Y. and Hori, M., 1990, Heat transfer characteristics of internally grooved tubes, Shindo-Gyzyutsu Kenkyuukai-shi 29, pp. 65-70.
5. Schlager, L. M., 1990, Evaporation and Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Horizontal, 12.7 mm Microfin Tubes with refrigerant 22, Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Vol. 112, pp. 1041-1047.
6. Eckels, S. J. and Pate, M. B., 1994, In tube evaporation and condensation of refrigerant-lubricant mixtures of HFC134a and CFC-12, ASHRAE Transactions 92(2), pp. 62-71.
7. Chamra, L. M. and Webb, R. L., 1996, Advanced Microfin Tubes for Condensation, Int. J. Heat Transfer, Vol. 39, No. 9, pp. 1839-1846.
8. Kuo, C. S. and Wang, C. C., 1996, In-tube evaporation of HCFC-22 in a 9.52 mm micro-fin/smooth tube, Int. J. Heat and Mass Transfer. Vol. 39, No. 12, pp. 2559-2569.
9. Shigeru, N. and Hiromasa, K., 1998, Condensation of a refrigerant CFC11 in horizontal microfin tubes, Experimental Thermal and Fluid Science 18, pp. 82-96.
10. Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G. A. and Rossetto, L., 1999, Condensation Heat Transfer with Refrigerants, Two-Phase Flow Modelling and Experimentation, Pisa.
11. D. H., Han and K. J., Lee, 2001, Experiments on Condensation Heat Transfer Characteristics and Flow Regime Inside Microfin Tubes, SAREK, Vol. 13, No. 7, pp. 602-611.
12. H. B., Park, S. M. You, B., Youn, K. C., Yoo, 1997, Experimental study of heat transfer and pressure drop characteristics for flow of water inside circular smooth and micro-fin tubes, SAREK Vol. 9, No. 4, pp. 454-461.
13. J. T., Kwon and M. H., Kim, 1998, Heat transfer coefficients for single-phase in a micro-fin tube, SAREK, Vol. 10, No. 4, pp. 423-430.
14. Khanpara, J. C., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1987, Local evaporation heat transfer in a smooth tube and a microfin tube evaporation using refrigerants 22 and 113, In Boiling and Condensation in Heat Transfer Equipment, E. G. Ragi (ed.) HTD-Vol. 85, ASME, New York, 31-39.
15. Eckels, S. J. and Pate, M. B., 1991, An experimental comparison of evaporation and condensation heat transfer coefficients for HFC-134a and CFC-12, Int. J. Refrig., Vol. 14, pp. 70-77.
16. Al-Fahed, S. F., Ayub, Z. H., Al-Marafie, A. M. and Soliman, B. M., 1993, Heat transfer and pressure drop in a tube with internal microfins under turbulent water flow conditions, Exp. Thermal Fluid Sci., Vol. 7, pp. 249-253.
17. Chiou, C. B., Wang, C. C. and Lu, D. C., 1995, Single phase heat transfer and pressure drop characteristics of microfin tubes, ASHRAE Trans., Vol. 101, Part 2, pp. 1041-1048.
18. Wang, C. C., Chiou, C. B. and Lu, D. C., 1996, Single phase heat transfer and flow

- friction correlations for microfin tubes, *Int J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 17, pp. 500-508.
19. Brognaux, L. J., Webb, R. L., Chamra, L. M. and Chung, B. Y., 1997, Single-phase heat transfer in micro-fin tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, No. 18, pp. 4345-4357.
 20. Idelchik, I. E., 1994, *Handbook of Hydraulic Resistance*, 3rd ed., Chaps 3 and 4, CRC Press, Florida.
 21. Wilson, E. E., 1915, A basis for rational design of heat transfer apparatus, *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs.*, Vol. 37, pp. 47-70.
 22. Dittus, F. W. and Boelter, L. M., 1930, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, *Univ. Calif. Pub. Eng.*, Vol. 2, No. 13, pp. 443-461.
 23. ASME International, 2000, Policy on Reporting Uncertainties in Experimental Measurements and Results, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 122, pp. 411-413.
 24. Petukhov, B. S., 1970, Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties, *Advances in Heat Transfer*, (eds.) Kirvine, T. F. and Hartnett, J. P., Vol. 6. Academic Press. New York.
 25. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chemical Engineering*, Vol. 16, pp. 359-368.
 26. Webb, R. L., 1994, *Principles of enhanced heat transfer*, Chap. 2, John Wiley & Sons, Inc.
 27. Zhang, Y. F., Li, F. Y. and Liang, Z. M., 1991, Heat transfer in spiral-coil-inserted tubes and its application, in *Advances in Heat Transfer Augmentation*, M. A. Ebadian, Pepper, D. W. and Diller, T., Eds., ASME Symposium, Vol. HTD-Vol. 169, ASME, New York, pp. 31-36.
 28. Ravigururajan, T. S. and Bergles, A. E., 1985, General correlations for pressure drop and heat transfer for single phase turbulent flow in internally ribbed tubes, in *Augmentation of Heat Transfer in Energy Systems*, ASME Symposium, Vol. HTD-Vol. 52, ASME, New York, pp. 9-20.
 29. Norris, R. H., 1970, Some Simple Approximate Heat Transfer Correlations for Turbulent Flow in Ducts with Rough Surfaces, *Augmentation of Convection Heat and Mass Transfer*, ASME, New York.