평활관 및 미세휜관 내에서의 물을 이용한 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험

Experimental study of heat transfer and pressure drop characteristics for flow of water inside circular smooth and micro-fin tubes

박 혁 범*, 유 승 문*, 윤 백*, 유 국 철*
H. B. Park, S. M. You, B. Youn, K. C. Yoo

Key words : Micro-fin tube(미세휜관), Fin-tube heat exchanger(휜-관 열교환기), Circular tube(원형관), Water(물)

Abstract

Heat transfer and pressure drop for single phase flow of water in circular smooth and micro-fin tubes are measured. Copper tubes of 9.52 and 7mm outer diameter were used. The internal roughness in micro-fin tubes was formed by spiral grooves having 25° helx angle, 0.12mm fin height and 0.454mm pitch in 9.52mm tubes; 18° helix angle, 0.15mm fin height and 0.322mm pitch in 7mm tubes. The measured friction factor and heat transfer coefficient are compared with relevant previous works, and the correlations for micro-fin tube are developed.

기 호 설 명

A_{fa} : 관내의 자유유동면적
b : 미세휜관의 휜 저면 폭
c_p : 정압비열
d_h : 수력직경(hydraulic diameter)
d_i : 관 내경(최대내경)
d_o : 관 외경
f : Darcy 마찰계수(friction factor)
h : 미세휜관의 휜 높이
h_c : 열전달계수
k : 열전도율(thermal conductivity)
L : 관 길이
n : 미세휜관의 휜 개수
Nu : 누셀트수
Pr : 프란틀수
ΔP : 압력강하
Q : 전열량
Re : 레이놀즈수
T : 온도
u : 평균유속(bulk velocity)
V : 관내 체적유량

*삼성전자 주식회사 공조기기사업부

그리스문자

α : 미세휜관의 휜 각
β : 미세휜관의 휜 나선각
ν : 동점성계수
ρ : 밀도

하첨자

1 : 1차유체측(온수측)
2 : 2차유체측(냉수측)
w : 내측관 표면

1. 서 론

최근 국내에서 가정용 에어컨에 대한 수요가 날로 증가하고 에너지 소비효율을 향상시키기 위한 노력이 더욱 요구됨에 따라 공조기용 열교환기에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있다.

일반적으로 가정용 에어컨에 널리 이용되고 있는 열교환기는 동관과 알루미늄 휜으로 구성되어 있는 직교류형 휜-관 열교환기이다. 이러한 열교환기의 열교환 성능을 촉진시키기 위하여 동관 내면에 나선형의 미세 홈(groove)을 형성시킨 미세휜관(micro-fin tube)을 이용하는 것이 일반적이며, 또한 공기측의 알루미늄 휜에 다양한 형상의 슬릿 등을 형성한다.

열교환기에서 휜의 성능(공기측 열전달계수)을 측정하는 방법 중에 가장 널리 쓰이는 방법은 내부유체로 냉매 대신 물을 이용하여 실제 열교환기의 성능을 측정하는 방법이다.[1] 이 방법을 이용하여 공기측 열전달계수를 찾아내기 위해서는 동관 내에서의 물측 열전달계수를 알아야 하며 평활관을 이용하는 경우에는 일반적으로 알려져 있는 상관식 등을 이용할 수 있으나 미세휜관의 경우에는 정확한 상관식이 알려져 있지 않은 경우가 많다.

따라서 이러한 실험을 통하여 휜의 성능을 평가하기 위해서는 관내에서의 물측 열전달계수에 대한 데이터가 필수적이다. 또한 물을 작동유체로 이용하는 중앙집중식 냉난방기의 팬-코일 유니트에도 미세휜관을 이용하는 경우가 많다. 따라서 미세휜관 내의 물 유동 및 열전달 실험 결과는 이러한 팬-코일 유니트의 열교환기 설계자료로 필요하다. 본 연구에서는 외경이 9.52 및 7mm의 평활관 및 미세휜관 내의 물 유동에 대한 열전달 및 압력강하 실험을 통하여 상관식을 도출하였다.

2. 실험 장치 및 방법

Fig.1은 실험장치의 개략도를 나타낸다. 측정부는 이중관 구조의 대향류 열교환기 형태로 제작되어 있으며 내부에는 1차유체로 온수, 외부에는 2차유체로 냉수가 흐르도록 구성되었다. 1차유체는 항온조를 이용하여 측정부 입구 온도를 조절할 수 있으며 재순환하도록 구성되었고 2차유체는 온도 조절을 하지 않았다. 실험은 압력강하 실험과 열전달 실험을 따로 실시하였으며 압력강하 실험을 할 경우에는 이중관을 사용하지 않았다.

측정부의 길이는 2.5m이며 460mm 간격으로 5개의 압력측정 탭을 설치하였다. 압력측정 탭은 Fig.2와 같이 관 양쪽에 2개의 구멍을 내고 그 주위를 탭이 달린 플라스틱 원통으로 감싸는 방법을 이용하였다. 이렇게 함으로써 관에 직접 탭을 설치

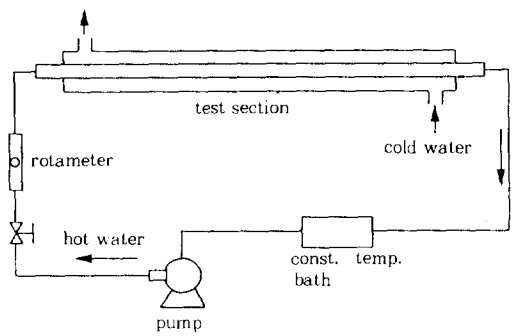

Fig.1 Schematic of experimental apparatus

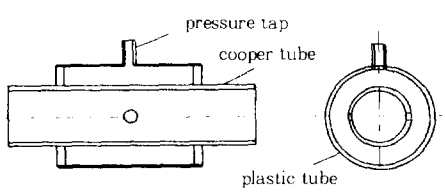

Fig.2 Installation of pressure tap

할 경우 생길 수 있는 구멍 가공 및 탭 부착상태의 편차를 최소화하여 안정된 데이터를 얻을 수 있었다.

동관 표면, 중심부 및 2차유체에 각 1개씩 측정부 입구로부터 500mm, 750mm, 1,250mm, 1,750mm, 2,000mm의 5개 지점에 총 15개의 구리-콘스탄탄 열전대를 부착하였다. 압력강하는 ∩자형 마노미터로 측정하였으며 1차유체의 유량은 로타미터를 이용하여 측정하였다.

Fig.3 및 Table 1에 시료의 제원을 나타내었으며 Table 2에 온도 및 레이놀즈수의 범위를 나타내었다. 본 연구에서는 1차유체의 온도가 40~60℃, 2차유체의 온도는 약 25℃ 정도에서 실험을 행하였으며, 레이놀즈수의 범위는 압력강하 실험에서는 4,000~25,000, 열전달 실험에서는 3,000~45,000으로 하였다.

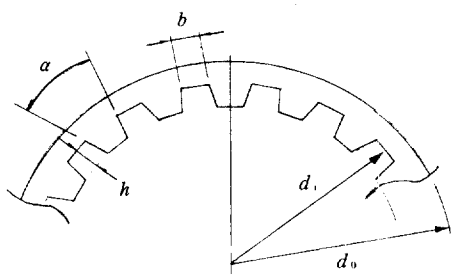

Fig.3 Cross section of micro-fin tube

2.1 압력강하 실험

압력탭으로부터 마노미터까지 실리콘 튜브로 연결하고 밸브를 이용하여 1차유체의 유량을 적절하게 조절하고 마노미터의 수두가 변화하지 않을 때까지 기다린 다음 차압을 읽는다. 수두가 안정될 때까지 약 10~15분 정도가 소요된다.

2.2 열전달 실험

항온조의 온도가 원하는 온도에 도달했을 때 펌프를 가동하여 1차유체를 순환시키고 별도의 공급원으로부터 2차유체를 흘려보낸다. 2차유체는 기포의 원활한 배출을 위하여 하부에서 상부로 보낸다.

밸브를 이용하여 유량을 적절하게 조절한 다음 각 열전대로부터 약 20초 동안 40개의 데이터를 읽은 후 평균치를 취한다. 10초 후에 다시 40개의 데이터를 읽어서 각 열전대의 평균온도 차가 0.5℃ 이하면 안정상태라고 판단한다. 열전대의 평균온도

Table 1 Dimensions of tube samples tested

(단위 : mm)

Tube	ϕ9.5 smooth	ϕ7.0 smooth	ϕ9.52 micro-fin	ϕ7.0 micro-fin
Inner diam. d_i	8.70	6.18	8.92	6.46
Outer diam. d_o	9.52	7.0	9.52	7.0
Fin geight h	-	-	0.12	0.15
b	-	-	0.21	0.14
Fin angle α	-	-	46°	56°
Spiral angle β	-	-	25°	18°
Number of fin n	-	-	60	60

Table 2 Temperature and Reynolds number ranges of the experiment

Measured item	Primary fluid temperature	Secondary fluid temperature	Re
Pressure drop	21~37℃	25℃	4000~25000
Heat transfer	40~60℃	25℃	3000~45000

차가 하나라도 0.5℃ 이상이면 안정상태에 도달할 때까지 위의 과정을 반복한다. 안정상태에 도달하면 약 3분동안 400개의 데이터를 읽은 후 평균치를 취한다.

3. 실험 데이터의 정리

3.1 마찰계수의 계산

유량계로부터 읽은 1차유체의 체적유량으로부터 평균유속(bulk velocity, m/s)을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$u=\frac{V}{A_{fa}} \tag{1}$$

위 식에서 V는 1차유체의 체적유량(m^3/s)이며 A_{fa}는 관의 자유유동면적(free flow area, m^2)이다. Darcy 마찰계수(friction factor)는 다음과 같이 정의된다.

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

위 식에서 ΔP, ρ, L, d_i는 각각 관내의 압력강하(Pa), 1차유체의 밀도(kg/m^3), 관의 길이(m) 및 최대내경(m)이다. 따라서 체적유량과 압력강하를 측정하면 식(1)과 (2)로부터 마찰계수를 구할 수 있다.

레이놀즈수는 평활관에서는 내경으로, 미세휜관에서는 휜의 저면을 기준으로 한 최대내경과 평균유속으로 정의하였다.

$$\mathrm{Re}=\frac{ud_i}{\nu} \tag{3}$$

위 식에서 ν는 1차유체의 동점성계수(m^2/s)이다. 미세휜관에서 특성길이는 일반적으로 참고문헌에서 평균내경, 수력직경 혹은 최대내경을 선택하는 경우가 많으나, 대부분 최대내경을 이용하는 경우[4,5]가 많아 본 연구에서도 최대내경을 기준으로 하였다.

3.2 누셀트수의 계산

모든 열전달 데이터는 측정부 가운데 1m를 기준으로 정리하였다. 즉 열량은 측정부 입구로부터 750mm와 1,750mm 두 지점에서 측정된 온도차로 계산하며 물성치는 이 두 지점의 평균온도를 기준으로 구한다.

1차유체(온수)로부터 2차유체(냉수)로 전달된 전열량(W)은 다음 식에 의하여 계산된다.

$$Q=\rho V c_p \Delta T_1 \tag{4}$$

위 식에서 c_p는 1차유체의 정압비열(J/kg℃)이며, ΔT_1은 1차유체의 입출구 온도차(℃)이다. 식(4)에서 계사한 전열량을 이용하여 1차유체의 열전달계수($W/m^2℃$) 및 누셀트수는 다음 식에 의하여 계산된다.

$$h_c=\frac{Q}{\pi d_i L \Delta T_{lm}} \tag{5}$$

$$\mathrm{Nu}=\frac{h_c d_i}{k} \tag{6}$$

식(5)에서 ΔT_{lm}은 대수평균온도차를 나타내며 다음과 같이 정의된다.

$$\Delta T_{lm}=\frac{\Delta T_1-\Delta T_w}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_w)} \tag{7}$$

위 식에서 ΔT_w는 내측관 표면의 입출구 온도차(℃)이다.

4. 실험 결과 및 고찰

본 연구의 실험 결과에서 마찰계수 및 누셀트수의 불확실성(uncertainty)은 신뢰도를 95%로 할 때 모두 10% 이내이다.

4.1 마찰계수

Fig.4에 외경 9.52 및 7mm 평활관에 있어서 1차유체의 온도를 변화시켜 가면서 마찰계수를 측정한 결과를 Blasius[3]의 상관식과 비교하여 나타내었다. Blasius의 상관식은 다음과 같다.

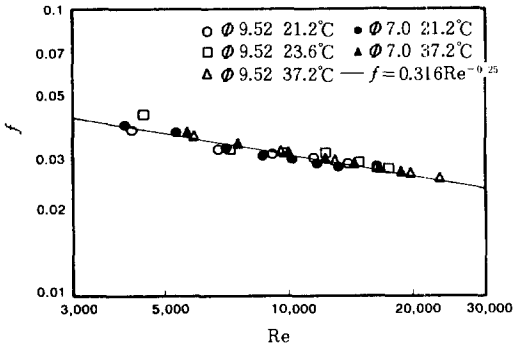

Fig.4 Friction factor for $\phi 9.52$ and $\phi 7.0$ smooth tube

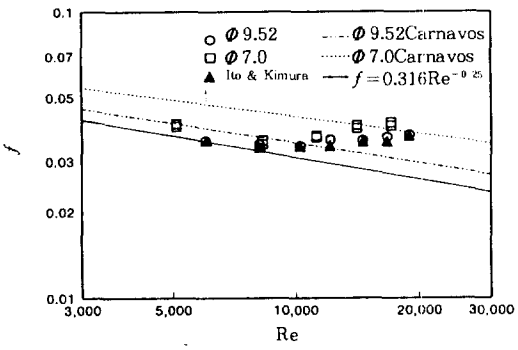

Fig.5 Friction factor for $\phi 9.52$ and $\phi 7.0$ micro-fin tube

$$f=0.316\mathrm{Re}^{-0.25} \quad (8)$$

Fig.4를 살펴보면 평활관의 마찰계수는 온도 변화나 내경의 변화에 따라서 크게 달라지지 않으며 Blasius의 상관식과 매우 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

Carnavos[4,5]는 다양한 형태의 미세휜관에 대한 실험을 통하여 다음과 같은 마찰계수 상관식을 제안하였다.

$$f=0.184\mathrm{Re}_{d_h}^{-0.2}\left(\frac{A_{fn}}{A_{fa}}\right)^{0.5}(\cos\beta)^3 \quad (9)$$

여기서, A_{fn} : Flow area based on max. I.D.

A_a : Actual heat transfer area

d_h : $4A_{fa}/A_a$

Table 3 Comparison of geometric parameters between the present work and Ito and Kimura[4]

(단위 : mm)

	Present Work		Ito and Kimura
d_i	8.92	6.46	11.2
h/d_i	0.013	0.023	0.018
β	25°	18°	45°

Carnavos의 실험 범위는 다음과 같다.

$0.02 \le h/d_i \le 0.29$, $5 \le n \le 41$, $0° \le \beta \le 30°$, $10^4 \le \mathrm{Re} \le 10^5$

Carnavos의 실험에서 사용된 미세휜관은 본 연구에 비하여 휜 높이가 좀 높은 편이고 휜 개수가 적다.

Fig.5에 외경 9.52 및 7mm 미세휜관의 마찰계수를 Ito와 Kimura[6]의 실험 결과 및 Carnavos의 상관식과 비교하였다. Ito와 Kimura는 여러가지 휜 높이와 나선각에 대한 물의 압력강하 실험을 행하였으며, 내경에 대한 휜 높이가 증가할수록, 또 나선각이 증가할수록 마찰계수가 증가하는 결과를 얻었다. Fig.5에 나타낸 Ito와 Kimura의 데이터는 내경에 대한 휜 높이의 비가 0.018, 나선각이 45° 인 경우에 대한 실험 결과이며, Table 3에 중요한 형상변수를 비교하였다. Fig.5를 보면 본 실험 결과 중 $\phi 9.52$의 데이터가 Ito와 Kimura의 실험 결과와 매우 근접한 것을 알 수 있으며, Carnavos의 상관식은 본 실험 결과와는 약간 상이한 경향을 나타내고 있다.

Fig.4와 Fig.5를 비교하여 보면 미세휜관의 마찰계수는 저레이놀즈수 영역(Re<7000)에서는 평활관과 거의 유사한 결과를 보이지만 레이놀즈수가 증가하면 평활관보다 커지는 것을 알 수 있다. 이러한 경향은 Nikuradse[7]의 내면이 거칠은 관(rough tube)에 대한 실험 결과와 일관된다고 할 수 있다. 외경 9.52mm 미세휜관의 실험 결과는 Ito와 Kimura의 결과와 잘 일치하지만 외경 7mm의 경우에는 마찰계수가 약간 증가하는 것을 알 수 있는데 이는 내경에 대한 휜 높이의 비가 크기 때문이 아닌가 생각된다.

위의 실험결과를 Blasius 상관식의 형태로 커브 피팅하여 미세휜관에 대한 상관식을 다음과 같이 도출하였다.

$$\phi 9.52 : f = 0.0213 Re^{-0.054} \text{ for } 5{,}000 \le Re \le 20{,}000 \quad (10)$$

$$\phi 7.0 : f = \begin{cases} 0.192 Re^{-0.19} \text{ for } 5{,}000 \le Re \le 9{,}000 \\ 0.004 Re^{-0.24} \text{ for } 9{,}000 \le Re \le 20{,}000 \end{cases} \quad (11)$$

본 실험 결과는 위의 상관식에 대하여 ±4% 내에서 일치한다.

4.2 누셀트수

열전달 실험에 있어서 실험 결과의 일관성을 확인하기 위하여 유체의 유동 방향을 반대로 하여 측정하였으나 정방향과 역방향의 데이터가 모두 일치하였다.

Dittus와 Boelter[8]와 Gnielinski[9]는 평활관의 열전달에 대하여 각각 다음과 같은 상관식을 제안하였다.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (12)$$

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (13)$$

식(13)에서 마찰계수 f는 다음 식에 의하여 계산된다.

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (14)$$

Fig.6에 평활관에 대한 실험결과를 위의 두가지 상관식과 비교하였다. $\phi 9.52$와 $\phi 7.0$에 대한 실험결과가 모두 Dittus-Boelter의 상관식과 ±10% 이내에서 일치하며 Gnielinski의 상관식과는 약간 차이가 있음을 알 수 있다. 누셀트수 역시 마찰계수의 경우와 마찬가지로 관 내경에 따라 변화하지 않는 것으로 나타났다.

Carnavos[5,6]는 다음과 같이 미세휜관에 대한 열전달 상관식을 제안하였다.

$$Nu_{d_h} = 0.023 Re_{d_h}^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{A_{fa}}{A_{fc}}\right)^{0.1} \left(\frac{A_n}{A_a}\right)^{0.5} (\sec\beta)^3 \quad (15)$$

여기서, A_{fc} : Core(min.) flow area

A_n : Heat transfer area based on max. I.D.

또한 Norris[10]는 다음과 같이 미세휜관의 열전달 상관식을 마찰계수와 연관지어서 제시하였다.

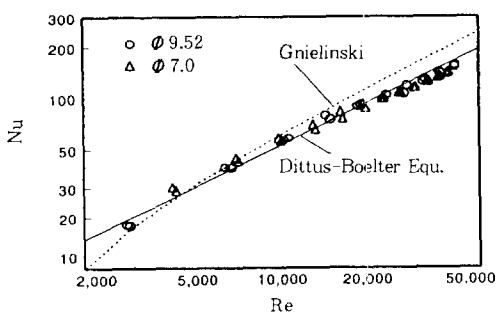

Fig.6 Nu for $\phi 9.52$ and $\phi 7.0$ smooth tube

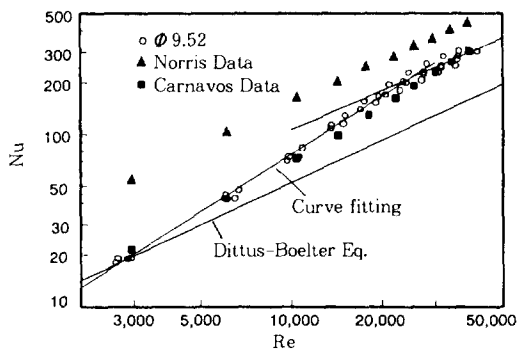

Fig.7 Nu for $\phi 9.52$ micro-fin tube

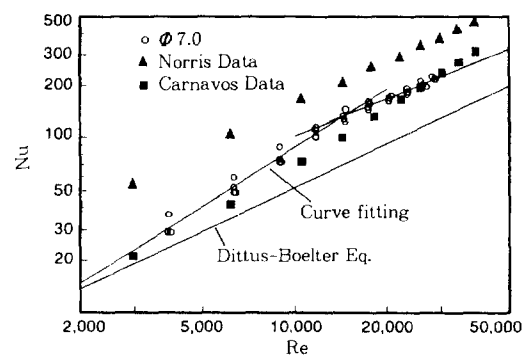

Fig.8 8 Nu for $\phi 7.0$ micro-fin tube

$$\frac{Nu}{Nu_{smooth}}=\left(\frac{f}{f_{smooth}}\right)^{c},\ c=0.68Pr^{0.215} \quad (16)$$

Fig.7과 8에 미세휜관에 대한 누셀트수 실험 결과를 Dittus-Boelter의 평활관 상관식 및 Carnavos와 Norris의 미세휜관 상관식과 비교하였다. Fig.7과 8에서 식(16)을 이용하여 누셀트수를 계산할 때, f, f_{smooth} 및 Nu_{smooth}는 모두 본 실험 결과를 이용하였다. 미세휜관의 누셀트수가 평활관의 경우보다 크며 그 차이는 레이놀즈수가 증가할수록 커진다. 레이놀즈수가 10000 이상인 경우에 미세휜관이 평활관보다 누셀트수가 약 40~50% 높다. Fig.7과 8을 비교하여 보면 미세휜관의 누셀트수는 마찰계수와 마찬가지로 ϕ7.0이 ϕ9.52보다 약간 높은 경향을 보이고 있다. 본 실험결과는 Carnavos의 상관식에 보다 근접하고 있는 것을 알 수 있다.

위의 실험결과를 Dittus-Boelter 상관식의 형태로 커브피팅하여 미세휜관에 대한 열전달 상관식을 다음과 같이 도출하였다.

$$\phi 9.52: Nu=\begin{cases}0.00172Re^{1.12}Pr^{0.3} & \text{for } 3{,}000\le Re\le 21{,}000\\ 0.0376Re^{0.8}Pr^{0.3} & \text{for } 21{,}000\le Re\le 45{,}000\end{cases} \quad (17)$$

$$\phi 7.0: Nu=\begin{cases}0.00211Re^{1.11}Pr^{0.3} & \text{for } 3{,}000\le Re\le 16{,}000\\ 0.0382Re^{0.81}Pr^{0.3} & \text{for } 16{,}000\le Re\le 45{,}000\end{cases} \quad (18)$$

본 실험 결과는 위의 상관식에 대하여 ±10% 내에서 일치한다.

5. 결 론

본 연구에서는 실험을 통하여 미세휜관 내에서의 물의 단상류 마찰계수 및 열전달 상관식을 각각 Blasius 상관식 및 Dittus-Boelter 상관식의 형태로 도출하였다. 본 상관식은 3,000≤Re≤45,000의 범위에서 적용할 수 있으며, 그 외의 범위에서 확대 적용하는 것은 부적절하다고 생각된다.

또한 본 연구에서는 미세휜관의 유동 및 열전달 실험 결과를 내면이 거칠은 관(rough tube)의 일반적인 특성과 연결지어서 고찰하였다. Fig.5, 7, 8을 보면 미세휜관의 마찰계수 및 누셀트수가 레이놀즈수가 낮은 영역에서는 평활관의 값에 근접하며, 이 영역에서는 hydraulically smooth하다고 볼 수 있다. 레이놀즈수가 증가하면 미세휜관의 마찰계수가 평활관의 값보다 커지면서 레이놀즈수에 따라 크게 변하지 않는 것을 볼 수 있으며, 이 영역은 fully rough하다고 볼 수 있다.

미세휜의 사양에 따라 거칠기(roughness)가 변화하는 것으로 생각할 수 있으며, 거칠기를 결정하는 중요한 형상변수는 휜의 나선각 및 내경에 대한 상대적인 높이라고 할 수 있다. 본 연구에서는 나선각 및 상대적인 휜 높이가 각각 다른 ϕ9.52 및 ϕ7.0 미세휜관의 실험을 통하여 각 변수가 미치는 영향을 독립적으로 고찰하지는 못하였지만, 나선각은 작지만 상대적인 휜 높이가 더 큰 ϕ7.0 미세휜관의 마찰계수 및 누셀트수가 ϕ9.52보다 약간 더 높게 나7타남을 알 수 있다.

참 고 문 헌

1. 윤백, 김영생, 박현연, 1996, "직교류 휜-관 열교환기의 성능 평가", 공기조화·냉동공학 학회지, Vol.25, No.2, pp.151~160.
2. Kays, W. M. and Crawford, M. E., 1993, Convective Heat and Mass Transfer, 3rd Ed., McGraw Hill.
3. Holman, J. P., 1976, Heat Transfer, McGraw Hill., p. 189.
4. Carnavos, T. C., 1979, "Cooling air in turbulent flow with internally finned tubes", Heat Transfer Engineering, Vol. 1, No. 2, pp.41~46.
5. Carnavos, T. C., 1980, "Heat transfer performance of internally finned bubes", Heat Transrfer Engineering, Vol. 1, No. 4, pp.32~37.
6. Ito, M. and Kimura, H., 1979, "Boiling heat transfer and pressure drop in internal spiral-grooved tubes", Bulletin of the JSME, Vol. 22, No. 171, pp.1251~1257.
7. Nikuradse, J., 1950, "Laws of flow in rough pipes", NACA TM-1292.

8. Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, Univ. of California, Berkeley, Publications on Engineering, Vol. 2, p.443.
9. Gnielinski, V., 1976, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow", Int. Chemical Engineering, Vol. 16, pp.359~368.
10. Norris, R. H., 1971, Augmentation of Convection Heat and Mass Transfer, American Society of Mechanical Engineers, New York.