

마이크로핀 관내의 단상유동 열전달계수

Heat transfer coefficients for single-phase flow in a micro-fin tube

권 정 태*, 김 무 현**
J. T. Kwon, M. H. Kim

Key words : Micro-fin tube(마이크로핀 관), Wilson plot technique(Wilson plot 기법), Annulus (환상부), Prandtl number(프란틀 수), Counterflow(대향류)

Abstract

Single phase heat transfer coefficients were measured for turbulent water flow in a micro-fin tube by using Wilson plot technique. An experiment for counterflow heat exchange between the micro-fin tube and its outer annulus passage was performed. The annulus side heat transfer resistance was varied and the overall heat transfer coefficients were measured. The single-phase heat transfer coefficients in a micro-fin tube were obtained by Wilson plot technique. Nusselt numbers based on the real heat transfer area and the nominal area were about 35% and 50% larger than those for smooth tube respectively. Also, single-phase heat transfer correlations based on real heat transfer area and nominal area have been proposed for a micro-fin tube.

기 호 설 명

A : 열전달면적, m^2

c_p : 정압 비열, J/kgK

D : 직경, m

H : 핀 높이, m

h : 열전달계수, W/m^2K

k : 열전도도, W/mK

L : 길이, m

LM : 대수평균

n : 핀 수(number of fins)

Nu : 누셀트 수 $Nu=hD/k$

\dot{m} : 질량유량, kg/s

Pr : 프란틀 수 $Pr=\nu/\alpha$

Q : 열전달율, W

R : 열저항, K/W

Re : 레이놀즈 수, $Re=GD/\mu$

T : 온도, K 또는 $^{\circ}C$

t : 두께

U_o : 총괄 열전달계수, W/m^2K

그리스문자

α : apex angle

β : spiral angle

Δ : 차이

* 포항공과대학교 대학원

** 정회원, 포항공과대학교 기계공학과

하첨자

h : 수력
i : 관 내부
o : 관 외부
w : 관 벽

1. 서 론

냉동공조용 열교환기의 설계 및 해석을 위해서는 대부분의 냉동공조용 열교환기에 사용되고 있는 마이크로핀 관내의 증발 및 응축 등 2상유동 열전달 상관식이 필요하다. 이와 더불어 보다 엄밀한 설계 및 해석을 위해서는 단상유동 열전달 상관식도 필요하다. 마이크로핀 관내의 단상유동 열전달계수는 Khanpara 등⁽¹⁾의 결과와 Koyama 등⁽²⁾이 실험적으로 제시한 상관식이 있으며 국내에서는 최근에 박혁범 등⁽³⁾이 실험상관식을 제시한 바 있다. Koyama 등의 실험상관식은 레이놀즈 수가 10,000 이상에서 적용될 수 있도록 개발되었으며, 박혁범 등의 상관식은 레이놀즈 수가 3,000~45,000 범위에서 적용될 수 있도록 개발되었다. 박혁범 등의 결과와 그들이 비교한 기존 연구자들의 데이터^(4~6), 그리고 Khanpara, Koyama 등의 데이터를 보면 레이놀즈 수 10,000 이상에서는 누셀트 수가 레이놀즈 수의 0.8승에 비례하며 그 값들도 비교적 잘 일치되고 있는 반면, 레이놀즈 수 2,000~10,000에서는 열전달계수의 차이가 많은 것으로 나타났다. 하지만 레이놀즈 수 2,000~10,000 범위는 비교적 질량유속이 크지 않은 냉동 공조기의 열교환기에서 냉매가 액상으로 흐르는 과냉부에서 많이 적용될 수 있는 범위이므로 이 범위에서의 보다 자세한 고찰 및 상관식 개발이 필요하다.

또한 위에 언급한 상관식들은 누셀트 수에 대한 프란틀 수의 의존 지수를 평활 관에서의 의존도인 0.3~0.4로 보고 실험상관식을 제시하였으나, 거칠기나 흰 등의 확장표면을 갖는 관 내에서의 단상유동 열전달계수에 대한 프란틀 수의 지수는 대략 0.5~0.6인 것으로 보고되고 있다.^(7~10) 특히 최근 Brognaux 등⁽¹¹⁾은 마이크로핀 관내의 프란틀 수시 의존도로서 프란틀 수의 지수가 0.56임을 실

험적으로 구하였다.

본 연구에서는 마이크로핀 관과 관외부의 환상유로에서의 대향류 열교환 실험을 수행하여 총괄 열전달계수를 구하였다. 또한 Wilson plot 기법을 이용하여 마이크로핀 관내의 단상유동 열전달계수를 구하였다. 또한 구한 열전달계수 데이터에 Brognaux 등이 구한 프란틀 수의 지수 0.56을 사용하여 단상유동 열전달계수 상관식을 구하였다. 이러한 과정을 수행하는데 필요한 환상유로에서의 열전달상관식은 본 실험에 앞서 평활 관과 환상유로사이의 열교환 실험을 수행함으로써 구하였다.

2. Wilson plot 방법을 이용한 열전달계수 측정

Wilson plot 방법은 열교환기에서 총괄열전달계수를 측정하고 이를 이용하여 관내, 관외 각각의 열전달계수를 구하는 방법으로서 1915년 Wilson⁽¹²⁾이 제안한 이래로 많이 개발되어 오고 있다.^(13~15) 본 연구에서는 먼저 Wilson plot 방법을 평활 관과 환상유로와의 대향류 열교환 실험 결과에 적용하여 환상유로에서의 열전달계수를 구하고 상관식을 제안하였다.⁽¹⁶⁾ 또한 구한 환상유로에서의 열전달계수 상관식을 이용하여 마이크로핀 관내의 단상유동 열전달계수를 구하였다. 즉 마이크로핀 관과 환상유로와의 대향류 열교환 실험장치를 구성하고 환상유로에서의 열저항을 변화시켜가면서 총괄열전달계수를 구하였다. 이렇게 구한 총괄열전달계수 값과 환상유로에서의 열전달상관식을 Wilson plot 기법에 적용하여 마이크로핀 관내의 단상유동 열전달계수를 구하였다. 또한 실험한 레이놀즈 수 범위 안에서 적용 가능한 열전달계수 상관식을 제안하였다.

2.1 환상유로에서의 열전달계수 측정

환상유로에서의 열전달계수를 측정하기 위하여 평활 관과 환상유로와의 대향류 열교환 실험장치를 구성하였다. Fig.1에 실험부의 개략도를 나타내었다.

Fig.1과 같은 대향류 열교환 시험부에서 총괄열저항은 아래와 같이 표현된다. 단 여기서 파울링(fouling) 저항, 접촉저항 등은 고려하지 않았다.

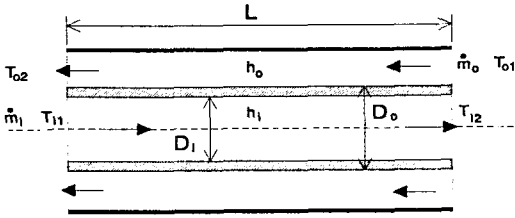


Fig.1 Test section of a counterflow heat exchanger

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi L k_w} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (1)$$

식(1)에서 $A_i = \pi D_i L$, $A_o = \pi D_o L$ 이다.

또한 총괄열전달계수 U_o , 대수평균온도차(log mean temperature difference) ΔT_{LM} , 열전달을 Q 등은 다음과 같이 표현된다.

$$U_o = \frac{Q}{A_o \Delta T_{LM}} \quad (2)$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{i2} - T_{o1}) - (T_{i1} - T_{o2})}{\ln \frac{(T_{i2} - T_{o1})}{(T_{i1} - T_{o2})}} \quad (3)$$

$$Q = \dot{m}_i c_{pi} (T_{i1} - T_{i2}) = \dot{m}_o c_{po} (T_{o2} - T_{o1}) \quad (4)$$

식(1)에서 만약 관내 열저항을 유량 혹은 레이놀즈 수의 함수로 미리 알고 있다면 관내 유량을 변화시켜가면서 총괄 열저항을 측정하고 이들의 데이터를 Fig.2에 보인 바와 같이 총괄열저항과 관내 열저항의 축으로 그리면 직선의 방정식을 구할 수 있다.

이때 세로축의 절편에 해당하는 열저항은 관외 열저항과 관 벽에서의 열저항의 합임을 알 수 있다. 관 벽에서의 열저항은 기하학적 형상과 관 벽의 열전도도만 알면 쉽게 계산할 수 있으므로 관외 측 환상유로에서의 열저항 혹은 열전달계수를 구할 수 있다. 본 실험에서 사용한 구리관의 경우 구리관의 전도열저항은 총괄열저항의 0.5% 미만이므로 무시하였다.

Fig.3에 본 실험장치의 개략도를 보였다. 관내측의 유동이 완전발달되도록 시험부의 전단에 길이 1,500mm(L/D=185)의 평활 관의 구간을 설치하였

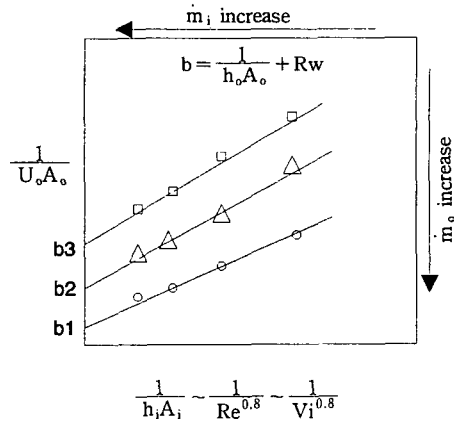


Fig.2 Concept of Wilson plot technique

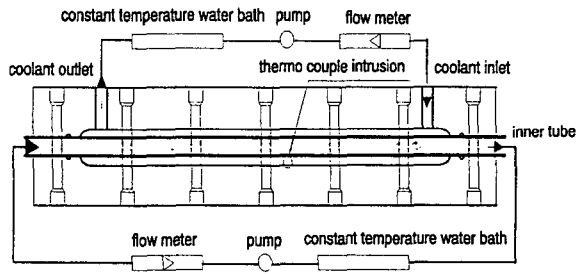


Fig.3 Schematic of present experimental apparatus

Table 1 Experimental conditions for the measurement of annulus side heat transfer coefficient

	Mean temp. (°C)	Flow rate (lpm)	Reynolds number
Annulus side	10	5~14	2,000~8,000
Tube side	30	2.5~8	10,000~30,000

다. 시험부의 환상유로 열교환부의 길이는 400mm 이고 내관의 외경은 9.52mm, 내경은 8.12mm이다. Table 1에 본 실험조건을 정리하였다. 환상부에서의 열전달계수를 구하기 위해 안쪽 평활 관으로는 고온의 물이, 바깥쪽 환상부에서는 저온의 물이 대향류로 흐르면서 열교환되도록 하고, 환상부의 열저항을 매개변수(parameter)로 하며, 평활 관내의 고온수의 유량을 변수(variable)로 하여 총

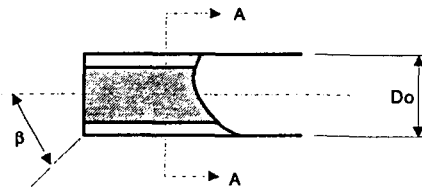
팔 열전달계수를 측정하였다. 이때 평활 관내 열전달계수를 레이놀즈 수의 0.8승으로 볼 수 있도록 관내 레이놀즈 수는 10,000 이상(10,000~30,000)으로 하였다. 측정된 총괄열저항을 평활 관내 열저항에 대하여 Wilson plot을 작성하고 이로부터 환상부에서의 열전달계수를 구하였다.

환상유로와 관내의 유량을 정확히 측정하기 위하여 유량계(rotameter)의 보정(calibration) loop를 설치하고 주어진 시간동안 유량계를 흐르는 물의 총질량 및 온도를 측정함으로써 유량계를 보정하였다. 보정실험을 통해 본 실험에 사용된 유량계(OMEGA FL-400)는 1%의 정확도를 갖는다고 볼 수 있겠다. 또한 온도측정용 열전대(T-type)는 0.03K 미만의 정확도를 갖는 온도보정 시스템(OMEGA DP251 Precision Thermometer)을 이용하여 보정하였다.

2.2 마이크로핀 관 내에서의 열전달계수 측정

Fig.3에 나타난 동일한 실험장치에서 평활 관(smooth tube)을 마이크로핀 관으로 교체하여 대향류 열교환 실험을 수행하였다. 본 실험에 사용한 마이크로핀 관의 제원을 평활 관과 비교하여 Table 2에 나타내었다. 또한 마이크로핀 관의 개략도를 Fig.4에 나타내었다.

시험부에 물이 들어오기 전에 수력학적으로 완전



Cross section A-A

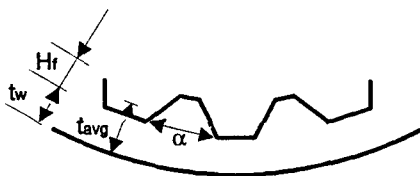


Fig.4 Schematic of micro-fin tube used in this study

Table 2 Specification of the micro-fin tube used in this study

		Smooth Tube	Micro-fin Tube
Outer Diameter	D_o (mm)	9.52	9.52
Average Thickness	t_{avg} (mm)	0.70	0.36
Minimum Wall Thickness	t_w (mm)	-	0.30
Fin Height	H_f (mm)	-	0.20
Number of Fins	n	-	60
Spiral Angle	β (deg)	-	18
Apex Angle	α (deg)	-	53
Inner Area Enhancement Ratio		1	1.51

발달유동을 만들기 위해 길이 1,500mm(L/D=170)의 마이크로핀 관으로 된 구간을 시험부 전단의 관에 연결되도록 설치하였다. 하나의 항온조로부터 고온의 물을 마이크로핀 관내로 흘려 보내고 다른 항온조로부터는 저온의 물을 환상유로로 흘려 보내 대향류를 이루도록 하여 열교환 실험을 수행하였다. 마이크로핀 관내 레이놀즈 수는 2,000~11,000으로 하였다. 마이크로핀 관내 유량 및 평균온도는 고정 되도록 하고 환상유로에서의 유량을 변화시켜 가면서 총괄열전달계수를 측정하였다. 이 실험결과를 Wilson plot 기법에 적용하여 마이크로핀 관내 열전달계수를 구하였다. 또한 이로부터 단상유동 열전달계수 상관식을 제시하였다. 이때 누셀트 수에 대한 프란틀 수의 지수는 Brognaux 등이 마이크로핀 관에 대해 구한 0.56을 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 환상유로에서의 열전달계수

Fig.5에 환상유로에서의 열전달 실험결과와 Wilson plot을 나타내었다. 이 plot의 세로축 절편의 값이 환상유로에서의 열저항에 해당한다. 이 값으로부터 열전달계수를 구하였고 이것을 Kays & Leung⁽¹⁷⁾의 수치결과와 비교해 Fig.6에 나타내었다. 또한 식(5)에 환상유로에서의 완전발달유동에서의 Kays & Leung의 수치결과를 다음의 상관식의 형태로 바꾸어서 나타내었다.

$$Nu/Pr^{0.4} = 0.017Re^{0.85} \quad (5)$$

단, 여기서 본 실험은 레이놀즈 수가 2,000~10,000범위에서 수행되었으며 유로의 입출구가 90° 구부러져 있는 경우이다. Fig.6에 나타낸 대로 본 실험 데이터와 비교한 Kays와 Leung의 결과는 레이놀즈 수가 10,000이상인 환상유로에서 입구효과(entry effect)가 없는 완전발달유동의 경우에

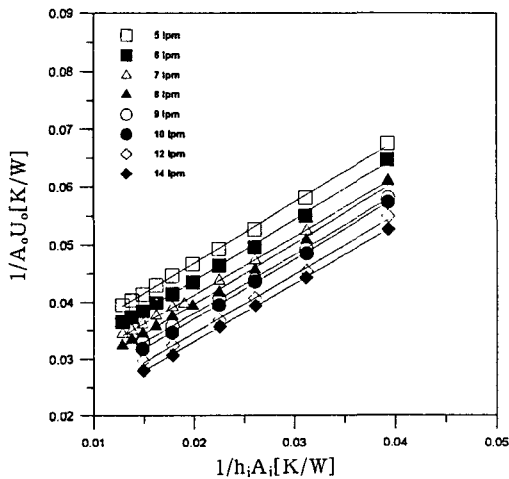


Fig.5 Wilson plot for annulus side heat transfer coefficients

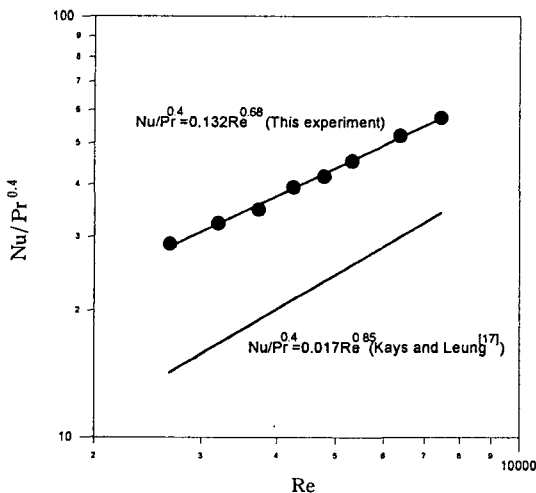


Fig.6 Heat transfer coefficient in a short annulus

한정된 것이지만 비교를 위해 본 실험범위까지 연장하여 나타내었다.

Thermal entry effect를 고려한 식으로 가장 간단한 형태인 Nusselt의 상관식⁽¹⁸⁾과 유로가 90° 구부러진 영향에 대해 Kays⁽¹⁹⁾가 제안한 식을 사용하여 계산하더라도 본 시험부인 환상유로에서의 열전달계수를 정확히 예측할 수는 없었다. 따라서 본 실험조건외의 범위 안에서 Wilson plot방법을 적용하여 구한 환상부에서의 열전달계수 데이터로부터 다음과 같은 상관식을 구하였다.

$$Nu/Pr^{0.4} = 0.132Re^{0.68} \quad (6)$$

이 식은 환상부의 L/D_h 가 30 정도이며, 환상부에서의 수력직경 D_h 를 특성길이로 했을 때의 레이놀즈 수가 2,000~10,000의 범위, 그리고 $\pm 10\%$ 의 정확도 범위 안에서 적용 가능하다.

3.2 마이크로핀 관내의 열전달계수

마이크로핀 관내의 단상유동 열전달계수를 구하기 위하여 시험부의 관측을 평활 관에서 마이크로핀 관으로 교체하여 동일한 실험을 수행하였다. 단, 이 경우에는 열전달계수를 구하고자 하는 마이크로핀 관내의 열저항은 매개변수(parameter)로 하며, 환상유로에서의 열저항을 체계적으로 변화시켜가면서 총괄 열전달계수를 측정하였다. 측정된 데

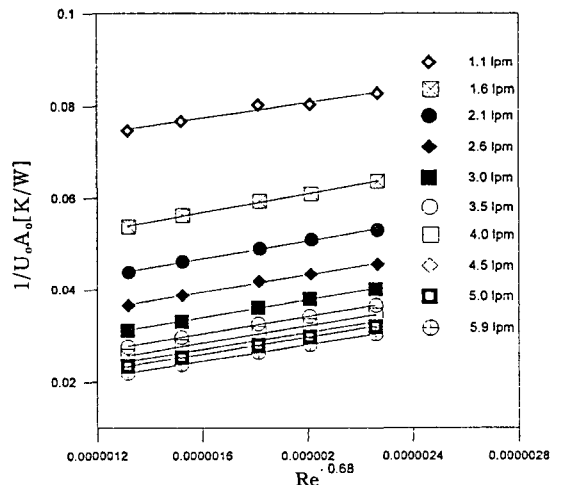


Fig.7 Wilson plot for heat transfer coefficients in a micro-fin tube

이터와 3.1절에서 구한 환상유로에서의 열전달계수 상관식 식(6)을 Wilson plot 방법에 적용하여 마이크로핀 관내의 열전달계수를 구하였다. Fig.7에 실험결과를 Wilson plot으로 나타내었다.

Fig.7의 가로축에 나타낸 환상유로에서의 열저항은 본 연구에서 먼저 구해 놓은 상관식 식(6)을 이용하여 $Re^{-0.68}$ 로 하였다. 마이크로핀 관내의 열전달계수에 대한 본 실험에서의 마이크로핀 관내 레이놀즈 수는 2,000에서 11,000까지 되도록 수행하였으며 이는 외경 9.5mm의 전열관내의 과냉된 냉매 액이 흐를 경우 대략 50에서 250kg/m²s 정도의 질량유속에 해당되는 것으로 볼 수 있다.

Fig.8에 박혁범 등이 외경 9.52mm 마이크로핀 관에서 구한 누셀트 수와 그들이 비교한 Norris⁽⁴⁾, Carnavos^(5,6)의 데이터를 본 실험의 결과와 비교하였다. 이때 전열면적은 평활 관에 준하는 기준면적(nominal area)으로 통일하였다. 또한 평활 관에서의 값과 비교해 보기 위해 식(7)에 제시된 Gnielinski 상관식⁽²⁰⁾을 사용하였다. Dittus와 Boelter⁽²¹⁾, Petukhov⁽²²⁾ 등의 대부분의 상관식은 레이놀즈 수 10,000 이상에서 적용될 수 있는 반면, Gnielinski 상관식은 레이놀즈 수 2,300 이상에서 적용가능하며, 그 정확도(±10%)가 우수한 식으로 알려져 있다.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1,000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (7)$$

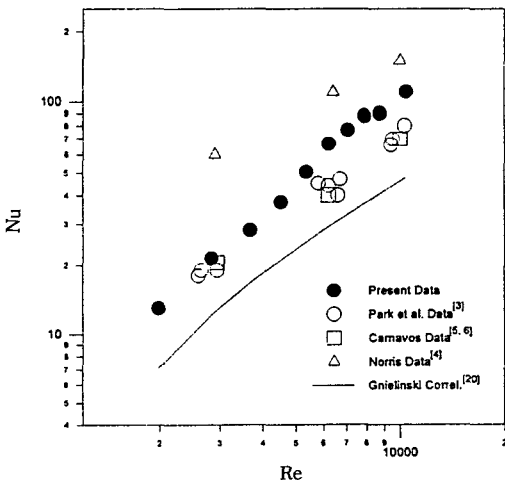


Fig.8 Comparison of heat transfer coefficients in a micro-fin tube

여기서 마찰 인자(friction factor) f 는 다음과 같다.

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (8)$$

본 실험범위에서 누셀트 수에 대한 레이놀즈 수의 지수는 타 연구자의 결과에 비해 높게 나타났으며 누셀트 수 값 자체는 Norris의 결과보다는 작고 박혁범 등과 Carnavos의 결과보다는 큰 것으로 나타났다.

한편 본 실험으로부터 구한 마이크로핀 관내의 단상유동에 대한 누셀트 수를 curve fitting하여 Fig.9에 제시하였다. 이때 누셀트 수에 대한 프란틀 수의 지수는 0.56으로 하였다.

본 그래프는 마이크로핀 관의 전열면적을 실제 면적(real area)으로 계산한 경우와 평활 관에 준하는 기준면적(nominal area)으로 계산한 경우로 나누어 누셀트 수를 제시하였다. 실제면적으로 계산한 누셀트 수는 Gnielinski 상관식으로 계산한 평활 관에서의 값에 비해 35% 가량, 기준면적으로 계산한 누셀트 수는 50% 가량 높은 것으로 나타났다.

Fig.9에 나타낸 결과로부터 본 실험범위 안에서 누셀트 수에 대한 관내 레이놀즈 수의 지수는 1.34임을 나타내었다. 또한 마이크로핀 관내의 단상유동 열전달계수 상관식을 다음과 같이 제안하였다. 관내 레이놀즈 수 범위는 2,000~11,000이며 ±10%의

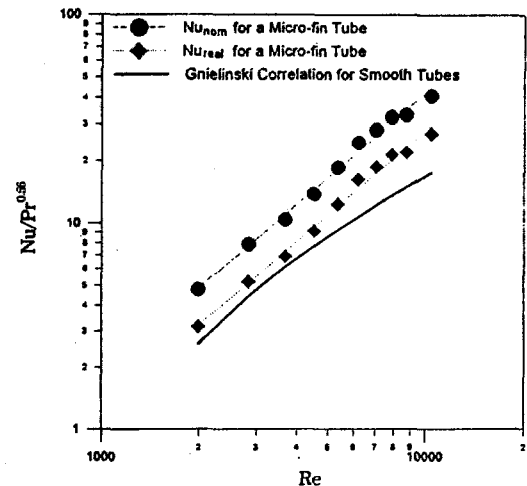


Fig.9 Heat transfer coefficients in a micro-fin tube

정확도 범위 안에서 적용 가능하다.

$$Nu_{nom}/Pr^{0.56} = 0.000185 Re^{1.34} \quad (8)$$

$$Nu_{real}/Pr^{0.56} = 0.000122 Re^{1.34} \quad (9)$$

여기서 Nu_{nom} , Nu_{real} 는 각각 기준면적과 실제면적에서의 누셀트 수이다. 상관식을 적용하여 열전달계수값을 구하는 데는 식(8)을 사용하는 것이 편리할 것으로 판단된다. 반면 열전달 현상 혹은 특성 등을 해석하고자 할 경우에는 식(9)를 사용해야 할 것으로 사료된다.

4. 결 론

마이크로핀 관내 유동과 관외측 환상유로사이의 대향류 열교환실험을 수행하고 이 실험결과를 Wilson plot 방법에 적용하여 마이크로핀 관내의 단상유동 열전달계수를 측정하였다. 이때 필요한 환상유로내의 열전달계수는 평활 관을 이용하여 먼저 구하였다. 이로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 입구효과(entry effect)가 있는 짧은 환상유로에 대한 열전달계수는 기존 상관식으로 예측할 수는 없었으며, 환상부의 L/D_h 가 30 정도인 환상유로에서의 열전달계수 상관식(식(6))을 제안하였다.

2) 마이크로핀 관내의 단상유동 열전달 실험 결과, 관내 열교환되는 실제면적(real area)과 기준면적(nominal area)에 대한 누셀트 수는 평활 관에 대한 상관식으로 계산한 누셀트 수에 비해 각각 35%와 50% 정도 컸으며, 두 가지의 열교환면적에 대한 단상유동 열전달계수 상관식(식(8)과 식(9))을 제안하였다.

후 기

본 연구를 지원해주신 첨단유체공학연구센터(과학재단 지정) 및 환경공학부(국책대학원) 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. Khanpara, J. C., Pate, M. B. and Bergles,

A. E., 1987, "Local evaporation heat transfer in a smooth tube and a micro-fin tube using R22 and 113", Boiling and Condensation in Heat Transfer Equipment, E. G. Ragi, Ed., ASME Symposium, HTD-Vol. 85, ASME, New York, pp. 31~39.

2. Koyama, S., Yu, J., Momoki, S., Fujii, T. and Honda, H., 1995, "Forced convection flow boiling heat transfer of pure refrigerants inside a horizontal micro-fin tube", Convective Flow Boiling Conference, Paper IV-3.

3. 박혁범, 유승문, 윤 백, 유국철, 1997, "평활관 및 미세핀관 내에서의 물을 이용한 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험", 공기조화 냉동공학 논문집 제9권 제4호, pp. 454~461.

4. Norris, R. H., 1971, Augmentation of convection heat and mass transfer, ASME, New York.

5. Carnavos, T. C., 1979, "Cooling air in turbulent flow with internally finned tubes", Heat Transfer Eng., Vol. 1, No. 2, pp. 41~46.

6. Carnavos, T. C., 1980, "Heat transfer performance of internally finned tubes", Heat Transfer Eng. Vol. 1, No. 4, pp. 32~37.

7. Webb, R. L., Eckert, E. R. G. and Goldstein, R. J., 1971, "Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 14, pp. 601~617.

8. Dawson, D. A. and Trass, O., 1972, "Mass transfer at rough surfaces", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 15, pp. 1317~1336.

9. Withers, J. G., 1980, "Tube-side heat transfer and pressure drop for tubes having helical internal ridging with turbulent/transitional flow single-phase fluid", Part I, Single-Helix Ridging, Heat Transfer

- Engineering, Vol. 2, No. 1, pp. 48~58.
10. Sethumadhavan, R. and Raja Rao, M., 1986, "Turbulent flow friction and heat transfer characteristics of single- and multi-start spirally enhanced tubes", *J. Heat Transfer*, Vol. 108, pp. 55~61.
 11. 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.
 12. Wilson, E. E., 1915, "A basis for rational design of heat transfer apparatus", *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs.*, Vol. 37, pp. 47~70.
 13. Mayhew, Y. R., 1981, "Additional observations on vapour shear and condensate inundation", *Power Condenser Heat Transfer Technology*, (eds) Marto, P.J. and Nun, R.H., Hemisphere, pp. 243~247.
 14. Briggs, D. E. and Young, E. H., 1969, "Modified Wilson plot techniques for obtaining heat transfer correlations for shell and tube heat exchangers", *Chemical Engineering Progress Symposium series*, No. 92, Vol. 65, pp. 35~45.
 15. Khartabil, H. F., Christensen, R. N. and Richards, D. E., 1988, "A modified Wilson plot technique for determining heat transfer correlations", 2nd U.K. National conference on Heat Transfer, September.
 16. 권정태, 배성원, 김무환, 1997, "Wilson Plot Technique을 이용한 열전달계수의 측정", *공기조화 냉동공학회, 하계학술발표회 논문집*, pp. 257~261.
 17. Kays, W. M. and Crawford, M. E., 1993, *Convective Heat and Mass Transfer*(3rd ed.), pp. 326~333.
 18. Holman, J. P., 1986, *Heat Transfer*(6th ed.) p. 277.
 19. Kays, W. M. and Crawford, M. E., 1993, *Convective Heat and Mass Transfer*(3rd ed.), p. 347.
 20. Gnielinski, V., 1976, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow", *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16, pp. 359~368.
 21. Dittus, F. W., and Boelter, L. M. L., 1930, *University of California Publications on Engineering*, Vol. 2, p. 443, Berkeley.
 22. 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.