

돌기가 있는 거친 표면에서의 관내 마찰 및 열전달 특성

박 종 익, 정 진 희*, 이 영 수**, 강 용 태****

경희대학교 기계공학과 대학원, *LG전선(주) 기계연구소, **한국에너지기술연구원, ***경희대학교 기계산업시스템공학부

Friction and Heat Transfer Characteristics of Enhanced Tubes with Internal Ribs

Jong Ick Park, Jinhee Jeong*, Young-Soo Lee**, Yong Tae Kang****

Graduate School of Mechanical Engineering, Kyung Hee University, Kyung-gi 449-701, Korea

*LG Cable Ltd., Kyung-gi 431-080, Korea

**Korea Institute of Energy Research, Daejeon 305-344 Korea

***School of Mechanical and Industrial Systems Engineering, Kyung Hee University, Kyung-gi 449-701, Korea

(Received October 7, 2003; revision received January, 31, 2005)

ABSTRACT: The objectives of this paper are to study the heat transfer characteristics on enhanced surfaces, to develop experimental correlations of friction factor and Nusselt number, and to provide a guideline for optimum operation conditions at low temperature boiling for practical refrigeration applications. The working fluid (water, EG 30%) flows inside the enhanced tube and R134a boils on the outer surface. Two different types of Turbo-B tubes (Tube I and Tube II) are tested in the present study. The results show that Tube I gives a higher heat transfer coefficient with higher friction factor than Tube II. The present study provided experimental correlations for friction factor and heat transfer coefficient with error bands of $\pm 5\%$ and $\pm 15\%$, respectively.

Key words: 거친 표면(roughened surface), 마찰계수(friction factor), 열전달계수(heat transfer coefficient), 상사함수(similarity function)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m^2]
 a : 돌기의 나선 각 [$^\circ$]
 $B(e^+)$: 운동량 전달 상사함수
 C : 식(7)의 상수
 C_p : 정압비열 [$kJ/(kgK)$]
 D : 관경 [m]
 D_{eq} : 등가지름, $Di - e$

e : 돌기 높이 [mm]
 e^+ : 거칠기 레이놀즈수, eu^*/ν
 E.G : 에틸렌글리콜
 e^2/pD_{eq} : 가혹계수(severity factor)
 f : Darcy의 마찰계수
 $g(e^+, Pr)$: 열전달 상사함수
 h_i : 내측 열전달계수 [$W/(m^2K)$]
 h_o : 외측 열전달계수 [$W/(m^2K)$]
 L : 전열관 길이 [m]
 Nu : Nusselt 수, hD/k
 p : 피치 [mm]
 ΔP : 압력강하 [Pa]

† Corresponding author

Tel.: +82-31-201-2990; fax: +82-31-201-8106

E-mail address: ytkang@khu.ac.kr

Pr	: Prandtl 수, ν/α
\dot{Q}	: 열전달량 [W]
Re	: Reynolds 수, VL/ν
R_w	: 접촉 열저항 [$W/(m^2K)$]
St	: Stanton 수, $h/\rho v C_p$
T	: 온도 [°C]
ΔT_{LM}	: 대수평균온도차, LMTD [°C]
U	: 총합 열전달계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
V	: 평균유속 [m/s]
w	: 돌기의 폭 [mm]

그리스 문자

α	: 열확산계수 [m^2/s]
ν	: 동점성계수 [$kg/(ms)$]
ρ	: 밀도 [kg/m^3]

하첨자

i	: 관 내측
o	: 관 외측
ref	: 냉매
w	: 관내 순환수

1. 서 론

산업용 냉동기에서 전열관은 열교환기의 핵심 부분으로서 관내·관외에서 성형가공을 통하여 표면적을 확장시키고 대류 열전달계수를 증가시키는 방법으로 연구가 진행되어 왔다. 관내에 거칠기가 있는 열교환 표면에서는 유동형태가 변화되고 이로 인하여 열전달계수가 향상되므로 이러한 열전달 촉진 구조에서는 돌기의 높이(e), 피치(p), 폭(w), 형상, 나선각(a) 등 여러 형상 변수들이 튜브 내의 유체유동과 열전달 특성에 영향을 준다.

거친 표면의 형상변화에 따른 연구는 많이 진행되었으나 해석적 방법으로 마찰계수와 열전달 증가에 대한 예측은 쉽지 않다. 따라서 인공적으로 거칠기가 형성된 관내 유동의 경우 상사법칙을 이용한 평가가 필요하다. 상사법칙은 1932년

Nikuradse⁽¹⁾에 의해 처음으로 개발되었으며 등가 모래 표면으로 된 거친 표면에서 마찰계수의 상관관계를 결정하였고, 그후 이를 토대로 Dipprey and Saberskey⁽²⁾에 의해 운동량-열전달 상사법칙이 개발되면서 다양한 형상 변수를 갖는 거친 표면에서의 상관관계를 결정하게 되었다.

반복 돌출형 거칠기를 가진 전열관의 마찰계수와 열전달에 관한 연구는 Webb⁽³⁾에 의하여 먼저 행하여졌으며, 무차원 돌기(rib) 피치(p/e)를 형상 변수로 하여 직각 돌기(a=90°)에서의 유동형태를 고찰하고 등가모래형 거칠기의 상사법칙에 근거하여 고정된 직각 돌기 간격에서 돌기 높이 변화에 따른 마찰계수와 열전달 상사관계를 유도하였다. 이후 Withers⁽⁴⁾와 Sethumadhavan⁽⁵⁾ 등은 곡형관에서의 돌기 높이, 피치 나선각의 변화에 따르는 영향을 고찰하여 마찰계수와 열전달 상사관계를 유도하였다.

본 실험에 사용된 전열관은 관내에 비슷한 나선 각을 갖고 직경, 돌기 높이, 피치가 각각 다르며 관외측에서 비등 성능향상을 위해 성형 가공된 Turbo-B형의 증발관으로서 산업용 터보냉동기에 주로 사용되고 있다. 이에 본 실험에서는 샘플 전열관을 제작하고, 물-에틸렌글리콜 혼합 유체와 물을 각각 저온과 상온의 순환수로 하여 관내의 마찰특성 및 열전달 성능을 파악함으로써 열교환기 설계의 기초자료를 제공하는 것을 목적으로 하며, 상사법칙을 이용하여 마찰계수와 열전달 상관관계를 제시한다.


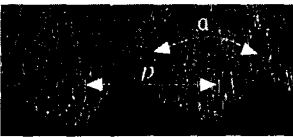
2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

기하학적으로 거친 형상이 있는 관내 마찰특성 실험과 열전달 실험은 직경과 돌기 높이가 각각 다른 두 전열관에 대해 수행되었다. 실험에 사용된 전열관의 제원과 형상을 Table 1에 나타내었다.

Fig.1에 실험장치 개략도가 나타나 있고, 시험부는 크게 마찰특성 시험부(A)와 열전달 시험부(B)로 구성되어 있다. 마찰특성 시험부는 주 유로에서 전열관의 탈착이 용이하도록 분기시켜 추가로 설치하였으며, 길이 3,000 mm의 전열관에 열적 입구길이를 고려하여 중간에 2,100 mm 간격

Table 1 Geometric details of test tube and experimental conditions

	Geometry (mm)		Friction ($Re \times 10^3$)		Heat transfer ($Re \times 10^3$)	
	Tube-I	 $D_i=14.95$ $e=0.29$ $p=1.32$ $a=38^\circ$	30% E.G	Water	30% E.G	Water
$5 < Re < 65$			$10 < Re < 213$	$Q=4.5 \text{ kW}$ $T_{ref}=-9^\circ\text{C}$ $3.7 < Re < 18$	$Q=8.9 \text{ kW}$ $T_{ref}=6^\circ\text{C}$ $15 < Re < 102$	
Tube-II	 $D_i=21.4$ $e=0.32$ $p=1.84$ $a=36^\circ$	30% E.G		Water		
		$3.3 < Re < 68$		$Q=8.9 \text{ kW}$ $T_{ref}=6^\circ\text{C}$ $3.3 < Re < 72$		

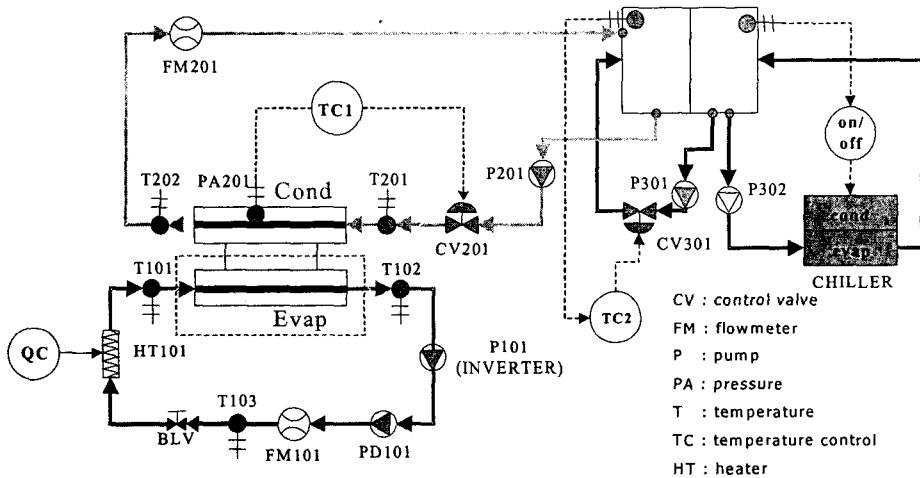


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

을 둔 정압 탭을 설치하여 차압계로부터 마찰손실을 측정하였다. 열전달 시험부는 shell & tube 형 만액식 증발기로서 전열관 내부로 순환수가 흐르고, 외측에서 냉매 R134a의 풀비등이 일어나며 길이 1,994 mm인 4개의 전열관이 수평으로 배치되었다. 순환수의 유속은 인버터를 연결한 펌프를 장착하여 조절하고, 직경 80 mm의 유로에 노즐목 직경비가 0.3인 노즐과 차압계를 설치하여 노즐에서 측정된 차압을 변환하여 유량을 계산하였다. 또한 열전달량을 계산하는 데 있어서 가장 중요한 인자는 순환수의 입출구 온도차로서 미세한 열손실 및 오차도 열전달계수에 큰 영향을 미치므로 정확한 측정을 위해 정확도 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 RTD를 정밀온도계를 사용하여 바이어스 오차가 0에 가깝도록 보정하여 입출구 온도를 직접 측정하였다.

2.2 실험방법

작동유체 실험조건은 전열관 제원과 함께 Table 1에 요약하였다. 먼저 마찰특성 실험의 경우 각 전열관에 대해 인버터가 연결된 펌프를 조절하여 순환수의 유속을 변화시키며 차압을 측정하였다. 본 실험의 전열관 표면에는 실험장치 특성상 열전대의 부착이 쉽지 않기 때문에 관내 순환수의 열전달계수 측정을 위해 Briggs and Young⁽⁶⁾이 사용한 수정된 Wilson Plot 방법을 이용하였다. 관외측에서는 냉매 R134a의 풀비등이 일어나고 있으며, 이 경우 관내 열전달계수를 구하기 위해서 Wilson Plot 방법을 이용하려면 관내 유체의 유속이 변하더라도 관 외측 냉매의 열전달계수가 항상 일정해야 한다. 또한 비등 열전달계수는 열 유속, 포화온도에 따라 변하므로 이를 고정시켜

야 한다. 따라서 예비실험을 통하여 유속변화에 따라 냉매측에 설치된 라인히터에 의해 공급되어야 할 열량을 계산하고, 펌프에 의해 추가되는 열량도 함께 고려하여 일정한 열유속이 공급되도록 하였다. 한편 상부에 위치한 응축기 냉각수의 유량을 PID 컨트롤러로 조절하여 냉매의 포화온도를 일정하게 유지하였고 모든 실험과정 동안 유속, 차압, 전열관 입출구의 온도가 약 5분 이상 일정하게 유지될 때 정상상태로 판단하여 데이터를 측정하였다.

3. 데이터 처리

관내 마찰계수는 식(1)에서 Darcy의 마찰계수로부터 얻어진다.

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

여기서 시험부 입출구의 압력손실은 사용된 차압계를 이용하여 측정된다.

열전달 시험부의 총합 열저항은 식(2)과 같이 주어지며, 이때 열전달면적은 식(3)에 의해 얻어진다.

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + R_w + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2)$$

$$A_i = \pi D_i L \quad A_o = \pi D_o L \quad (3)$$

관내 순환수에서 냉매로의 열전달률과 총합 열전달계수, 대수평균온도차는 다음과 같이 계산한다.

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_{w,i} - T_{w,o}) = U_o A_o \Delta T_{LM} \quad (4)$$

$$U_o = \frac{\dot{Q}}{A_o \Delta T_{LM}} \quad (5)$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ref} - T_{w,i}) - (T_{ref} - T_{w,o})}{\ln \left(\frac{T_{ref} - T_{w,i}}{T_{ref} - T_{w,o}} \right)} \quad (6)$$

관내의 열전달계수는 Dittus-Boulter 식의 형태로 식(7)과 같이 가정하여 이를 식(2)에 대입하여 정리한 후 Wilson Plot 법을 이용하여 C 를 결정한다.

$$\frac{h_i D_i}{k} = C Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (7)$$

실험의 불확실성은 실험범위 내에서 온도는 0.03 °C, 열전달량 ±3%, 마찰계수 ±3%, 열전달계수 ±7.3%의 측정오차를 나타냈다.

4. 실험결과 및 고찰

Tube-I은 30% 에틸렌글리콜(E.G)과 물에 대해, Tube-II는 30% E.G에 대해 마찰 실험한 결과를 Fig. 2에 나타내었다. Tube-I의 경우 예상된 바와 같이 마찰특성은 유체에 상관없이 기하학적 형상에 의존하므로 약 18,000 이상의 Re 수에서 두 유체 모두 일치하고 있다. 30% E.G의 경우 물에 비해 높은 점성으로 인해 낮은 Re 수에서 층류저층이 파괴되면서 난류로 천이되는 과정에 있으므로 일정하게 유지되다가 감소하는 경향을 나타낸다. 그러나 Tube-II에서 30% E.G의 경우 실험범위 내에서 이미 난류영역으로 천이된 상태를 보여준다.

마찰계수는 전체적으로 Tube-II가 Tube-I보다 62.3% 크게 나타났다. 일반적으로 돌기 피치가 가깝고 높이가 클수록 마찰계수는 증가한다. 본 실험에 사용된 전열관의 경우 Tube-I이 비록 피치는 더 좁지만 돌기의 크기가 Tube-II에 비해 작고 돌기 끝이 무딘 형상으로 차이가 있으므로 돌기 피치의 영향은 정확하게 파악될 수 없다. 그러나 관 내경에 대한 돌기 높이의 영향 때문에 Tube-II가 마찰계수가 더 높게 나타난 것으로 판단된다.

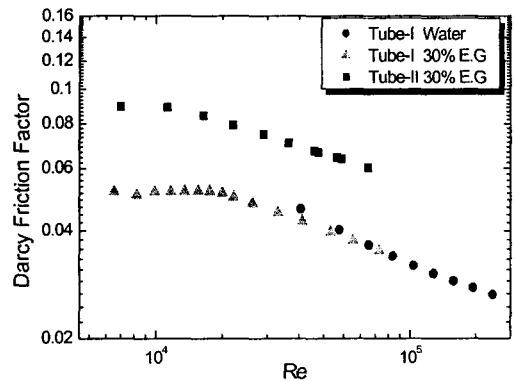


Fig. 2 Tube performance: f versus Re .

열전달계수는 상온의 물에서 Tube-I, II에 대해, 30% E.G은 영하의 온도에서 Tube-I에 대해 수정 Wilson Plot 법에 의하여 계산되었다. 관 외측 냉매의 포화온도와 냉매로의 열전달량을 일정하게 유지한 상태이므로 식(2) 우변의 관벽에서의 열저항과 냉매의 열저항은 항상 일정한 상수값이 된다. 관내 순환수의 열전달계수를 식(7)의 형태로 가정하고 식(2)에 대입하면 식(8)과 같은 선형관계를 얻을 수 있다.

$$Y = AX + B \tag{8}$$

여기서, 각 변수와 상수는

$$Y = \frac{Ai}{Ao} \left(\frac{1}{U_o} - A_o R_{wall} \right)$$

$$C_1 = \frac{1}{C}$$

$$X = \frac{1}{\frac{k}{D_i} Re^{0.8} Pr^{0.3}}$$

$$B = \frac{Ai}{h_o A_o}$$
(9)

이다.

측정된 온도와 그에 대한 각각의 물성치들을 계산하여 Wilson Plot을 구성하면 위의 선형관계에서 기울기 C_1 과 $X=0$ 일 때의 Y 절편값으로부터 각각 C 와 h_o 를 구할 수 있고 여기서 얻어진 h_o 로부터 각각의 실험조건에서의 h_i 를 얻을 수 있다. 예로서 Tube-II에서의 물에 대한 Wilson

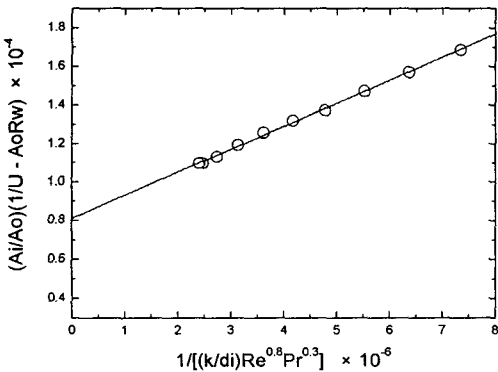


Fig. 3 Modified Wilson plot for Tube-II.

Plot을 Fig. 3에 나타내었으며 이때 Pr 수 범위는 $9.8 < Pr < 10.3$ 이다.

Wilson Plot 법으로 계산된 h_i 를 Colburn의 j -factor로 전환하여 Fig. 4에 나타내었다. Tube-I, II에서 물에 대해 $Re > 18,000$, Tube-I의 30% E.G에 대해서는 $Re > 7,200$ 의 범위로 난류영역이라 판단된 영역부터 플랫폼하여 얻었다. 마찰계수는 Tube-II의 경우가 더 높았으나 열전달계수는 물의 경우 Tube-I에서 더 높게 나타났다. 이는 Nu 수의 정의에서도 확인할 수 있듯이 관 직경을 특성길이로 무차원화한 영향으로 판단된다.

마찰특성과 열전달 실험의 결과로부터 Nikuradse와 Depprey 등에 의해 개발된 상사법칙을 적용하여 거칠기 운동량 전달 함수 $B(e^+)$ 와 거칠기 열전달 함수 $g(e^+, Pr)$ 에 대한 상관관계를 제시하였다. 거칠기 Re 수와 운동량 전달 상사함수는 다음의 식으로부터 계산된다.

$$e^+ = \frac{e}{D_i} Re \sqrt{\frac{f}{8}} \tag{10}$$

$$B(e^+) = \sqrt{\frac{8}{f}} + 2.5 \ln \left(\frac{2e}{D_i} \right) + 3.75 \tag{11}$$

두 전열관에 대해 돌기 높이와 관 내경은 전열관 형상으로부터 주어지고 마찰계수를 식(10)과 식(11)의 반복에 의하여 구한 후, e^+ 와 $B(e^+)$ 를 결정한다. 여기서 마찰계수 f 는 fanning의 마찰계수를 토대로 개발된 것이나, Darcy의 마찰계수를 사용했기 때문에 오른쪽 첫째 항은 2가 아닌 8이 된다. 두 전열관에서 물과 30% E.G의 난류

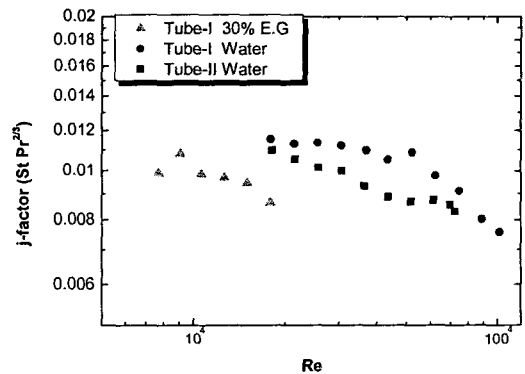


Fig. 4 Tube performance: j versus Re.

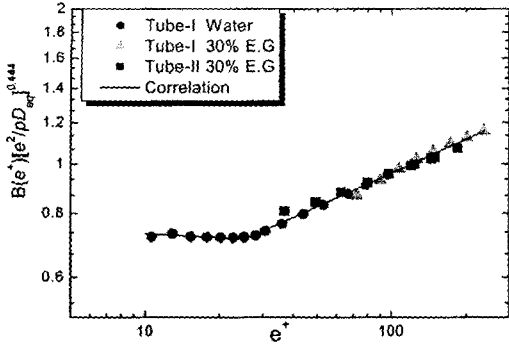


Fig. 5 Variation of $B(e^+)(e^2/\rho D_{eq})^{0.444}$ with e^+ for the flow of water and 30% E.G.

유동에서의 e^+ 와 $B(e^+)$ 의 변화에 대한 결과를 Fig. 5에 나타내었다. 이러한 경향은 Webb et al.,⁽³⁾ Sethumadhavan⁽⁵⁾ 등에 의해 보고된 이전의 연구결과와 잘 일치하고 있다. 본 실험에서는 관경, 돌기 간격, 돌기 높이 등 형상변수를 모두 포함하는 Withers가 사용한 가혹계수를 이용하여 비선형 회귀분석으로 마찰관계에 대한 다음의 실험적 상관식을 제시하였다.

$$B(e^+) = 0.352(e^+)^{0.217} \left(\frac{e^2}{\rho D_{eq}} \right)^{-0.444} \quad (12)$$

$$25 \leq e^+ \leq 150$$

$$B(e^+) \approx 8 \quad \text{for } 10 \leq e^+ \leq 25 \quad (13)$$

식(13)에서 Tube-I의 경우 주어진 e^+ 범위

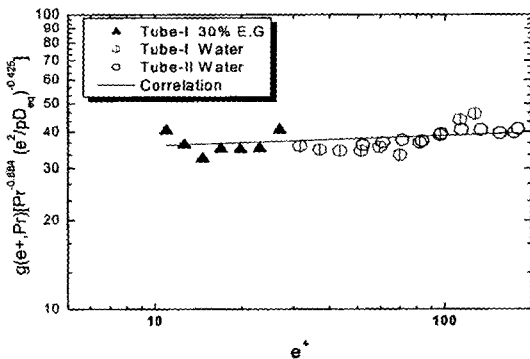


Fig. 6 Variation of $g(e^+, Pr)Pr^{-0.884}(e^2/\rho D_{eq})^{0.425}$ with for the flow of water and 30% E.G.

서 일정한 상수값을 갖는다.

Sethumadhavan⁽⁵⁾의 연구에서는 동일한 나선각 (65°)을 갖고 돌기 높이와 피치가 모두 다른 5종류의 파형관에 대해 각각 0.4, 0.164, -0.33의 계수와 지수를 얻었다. 본 결과에서 가혹계수를 교차 플롯하여 얻는 실험값과 상관식으로부터 얻어진 값의 분포를 Fig. 5에 나타내었고 ±5% 내에서 일치하였다.

위에서 얻어진 마찰에 관계된 운동량 전달 거칠기 함수관계를 이용하여 e^+ 에 대한 g 함수로 알려진 열전달 거칠기 함수 $g(e^+, Pr)$ 의 관계를 제시하였다. Deppry and Saberskey⁽²⁾에 의해 개발된 운동량-열전달 상사법칙은 다음과 같다.

$$g(e^+, Pr) = \frac{f/(8St) - 1}{\sqrt{f/8}} + B(e^+) \quad (14)$$

식(14)도 fanning의 마찰계수를 토대로 개발된 것이나 Darcy의 마찰계수를 사용하면 오른쪽 첫째 항은 2가 아닌 8이 된다.

앞서 제시된 e^+ 에 대한 $B(e^+)$ 의 값을 식(14)에 대입하면 $g(e^+, Pr)$ 와 위에 사용된 가혹계수 및 e^+, Pr 의 관계를 회귀분석을 통하여 결정할 수 있게 된다. 이러한 과정을 통하여 식(15)와 같은 열전달 상사관계를 구하여 Pr과 가혹계수를 교차 플롯한 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 실험값과 상관식으로부터 구한 $g(e^+, Pr)$ 의 오차분포를 Fig. 7에 나타내었다. 또한 실험값과 상관식의 오차범위는 ±15% 이내이다.

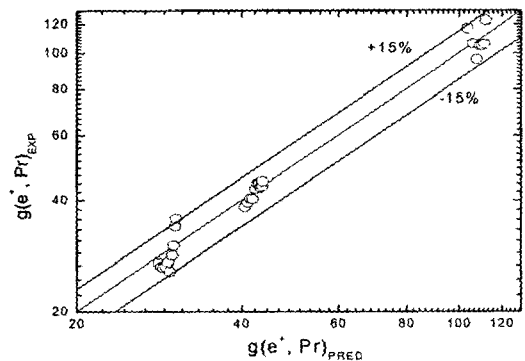


Fig. 7 Experimental correlation for $g(e^+, Pr)$.

$$g(e^+, Pr) = 33.09(e^+)^{0.036} Pr^{0.884} \left(\frac{e^2}{pD_{eq}} \right)^{0.425} \quad (15)$$

$$12 \leq e^+ \leq 150, \quad 9.8 \leq Pr \leq 47.7$$

5. 결 론

기하학적 형상이 다른 두 전열관에 대한 마찰 및 열전달 실험으로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 실험결과로부터 마찰계수는 관 내경에 대한 돌기 높이의 영향으로 Tube II가 Tube-I보다 더 크게 나타났다.

(2) 열전달계수는 관 내경과 돌기 높이의 차이로 인해 Tube I이 더 크게 나타났다.

(3) 운동량 및 열전달 거칠기 상사함수를 이용하여 실험에 사용된 두 전열관에 대한 마찰 및 열전달에 관한 상관관계를 제시하였고, 실험값과 각각 $\pm 5\%$, $\pm 15\%$ 의 오차를 나타냈다. 위의 실험적 상관식은 본 연구에 사용된 전열관의 기하학적 및 열적 조건 하에서 증발기 설계에 유용하게 적용될 수 있다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 21세기 프론티어 연구 개발사업인 이산화탄소 저감 및 처리 기술개발 사업단의 연구비 지원(M102KP010001-03K1601-02212)으로 수행되었습니다. 또한 실험결과 정리에 도움을 준 차인환 군께 감사드립니다.

참고문헌

1. Nikuradse, J., 1932, Gestzmap Igkeit der Turbulenter Steromung in Glatten Rohren, VDI Forschungsheft, 1932, pp. 365-360.
2. Dipprey, D.F. and Saberskey, R.H., 1963, Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various Prandtl numbers, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 6, pp. 329-353.
3. Webb, R.L., Eckert, E.R.G. and Goldstein, G.R., 1971, Heat tranfer friction in tubes with repeated-rib roughness, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 14, pp. 601-617.
4. Withers, J.G., 1980, Tube-side heat transfer and pressure drop for tubes having helical internal ridging with turbulent/transitional flow of single-phase fluid, Part 1, Single-helix ridging, Heat Trasnfer Engineering, Vol. 2, No. 1, pp. 44-58.
5. Sethumadhavan, R. and Raja Rao. M., 1986, Turbulent flow friction and heat transfer characteristics of single and multistart spirally enhanced tubes, Journal of Heat Transfer, Vol. 108, pp. 55-61.
6. Briggs, D.E. and Young, E.H., 1969, Modified Wilson plot techniques for obtaining heat tranfer correlation for shell and tube heat exchangers, Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., No. 92, Vol. 65, pp. 35-45.