

# 흡수식 냉동기의 재생기에 사용되는 전열촉진관의 관 내측 열전달계수 및 마찰계수에 대한 실험적 연구

김내현\*

<sup>1</sup>인천대학교 기계시스템공학부

## An Experimental Study on Tube-Side Heat Transfer Coefficients and Friction Factors of the Enhanced Tubes Used in Regenerators of Absorption Chillers

Nea-Hyun Kim\*

<sup>1</sup>Division of Mechanical System Engineering, Incheon National University

**요약** 전열 촉진관은 흡수식 냉동기에 널리 사용되고 있다. 본 연구에서는 흡수식 냉동기의 재생기에 주로 사용되는 평활관, 리브 튜브, 코류게이트 튜브, 플로랄 튜브에 대하여 관 내측 열전달계수 및 마찰계수를 측정하였다. 실험 결과 열전달계수 및 마찰계수는 코류게이트 튜브에서 가장 크게 나타나고 다음으로 리브 튜브에서 크게 나타났다. 한편 플로랄 튜브의 열전달계수 및 마찰계수는 평활관 값과 4% 내에서 일치하였다. 이로부터 플로랄 튜브의 열전달 및 압력손실 특성이 수력직경으로 적절히 표현될 수 있음을 알 수 있다. 실험 데이터로부터 코류게이트 튜브와 리브 튜브의  $B(e+)$ 와  $g(e+)$  상관식을 구하였는데 코류게이트 튜브의  $B(e+)$ 와  $g(e+)$ 는 기존 상관식의 예측치와 20% 내에서 일치하였다. 본 연구 결과는 고온 영역에서 재생기용 전열촉진관의 관 내측 열전달 계수 및 마찰계수 산정에 활용될 수 있을 것이다.

**Abstract** Enhanced tubes are used widely in the heat exchangers of absorption chillers. In regenerators, corrugated, ribbed or floral tubes are commonly used. In this study, the tube-side heat transfer coefficients and friction factors of enhanced tubes were obtained experimentally using the Wilson Plot method. The results showed that the heat transfer coefficients and the friction factors were the largest for the corrugated tube, followed by the ribbed tube. The heat transfer coefficients and friction factors of the floral tube matched those of the smooth tube within 4%, which suggests that the heat transfer and friction characteristics of the floral tube may be accounted for properly by the hydraulic diameter. The  $B(e+)$  and  $g(e+)$  were obtained from the experimental data of the corrugated and ribbed tube. The  $B(e+)$  and  $g(e+)$  of the corrugated tube matched those of the existing correlation within 20%. The present results may be used for an assessment of the heat transfer and friction characteristics of the enhanced tubes for regenerators.

**Keywords** : Enhance Tube; Heat Transfer Coefficient; Friction Factor; Regenerator

### 1. 서론

산업의 발전과 삶의 수준의 향상에 따라 보다 쾌적한 생활공간을 위한 냉방에너지의 수요가 해마다 급격히 증가하고 있다. 건물의 냉방에는 압축식 냉동기가 많이 사

용되고 있지만 전력수급 불균형 문제와 오존층 파괴와 같은 지구환경문제를 유발한다. 이를 해결하기 위한 방안으로 흡수식 냉동기에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 현재 보급되고 있는 흡수식 냉동기는 주로 냉매로 물이, 흡수제로 리튬브로마이드 수용액이 사용되고 있

\*Corresponding Author : Nea-Hyun Kim (Incheon Nat'l Univ.)

Tel: +82-032-835-8420 email: knh0001@incheon.ac.kr

Received January 14, 2016

Accepted March 3, 2016

Revised (1st February 3, 2016, 2nd February 11, 2016)

Published March 31, 2016

다. 흡수식 냉동기는 재생기, 증발기, 흡수기 및 응축기 등이 쉘-튜브형 열교환기 형태로 구성된다.

흡수식 냉동기의 고효율화와 소형화를 위해서는 전열 촉진관의 적용이 필수적이다. 전열 촉진관이란 평관을 성형 가공하여 관 내측과 외측을 촉진

표면으로 만든 관으로 전열 성능이 평활관에 비하여 우수하다[1]. 흡수식 냉동기의 경우 관 내측으로는 물이 순환하고 관 외측에서는 흡수액 또는 냉매가 증발, 응축한다. 그간 흡수식 냉동기용 전열 촉진관에 대한 연구는 주로 흡수기용 전열 촉진관에 대해 수행되었고[2-5] 최근들어 재생기용 전열 촉진관에 대한 연구도 수행된 바 있다[6]. 하지만 상기 연구들은 흡수액이 증발 또는 응축하는 관 외측 형상에 대한 연구이고 물이 순환하는 관 내측 형상에 대해서는 별도의 연구가 수행된 바 없다. 물론 관 내측 조도 형상이 압축식 냉동기의 전열 촉진관과 동일하고 순환수의 온도와 유량이 같다면 그간 많은 연구가 수행된 압축식 냉동기의 전열 촉진관의 실험 결과를 그대로 흡수식 냉동기에 적용할 수 있다. 이러한 면에서 관 내측 형상과 순환수의 온도와 유량 조건이 압축식 냉동기와 유사한 흡수식 냉동기의 증발기, 응축기의 경우 관 내측 전열성능에 대하여 별도의 실험은 필요 없다. 하지만 재생기의 경우에는 순환수 온도가 100°C를 넘는데 이러한 온도 조건은 압축식 냉동기에서는 형성되지 않는다. 또한 흡수식 냉동기의 전열 촉진관은 압축식 냉동기의 전열 촉진관과 형상이 상이하다. 따라서 별도의 실험을 통하여 관 내측 실험 데이터를 확보할 필요가 있다. 본 연구에서는 Fig. 1에 나타난 전열 촉진관에 대하여 실험을 수행하였다. 전열관은 평활관, 리브(ribbed) 튜브, 코류게이트(corrugated) 튜브, 플로랄(floral) 튜브의 네 종류로 흡수식 냉동기의 재생기에 주로 사용되는 튜브이다. 각 형상에 대한 간략한 문헌 조사는 다음과 같다.

Nikuradse[7]는 벽면에 모래알 조도를 입힌 원관에 대한 압력손실 실험을 통하여 식 (1)로 정의되는 마찰 조도 함수  $B(e^+)$ 를 제안하고 기하학적으로 유사한 조도(예를 들어 모래알 조도는 기하학적으로 유사함)의 경우 마찰 조도 함수  $B(e^+)$ 는 조도 Reynolds 수  $e^+$ 만의 함수임을 입증하였다.

$$B(e^+) = \sqrt{\frac{2}{f}} + 2.5 \ln\left(\frac{2e}{D_i}\right) + 3.75 \quad (1)$$

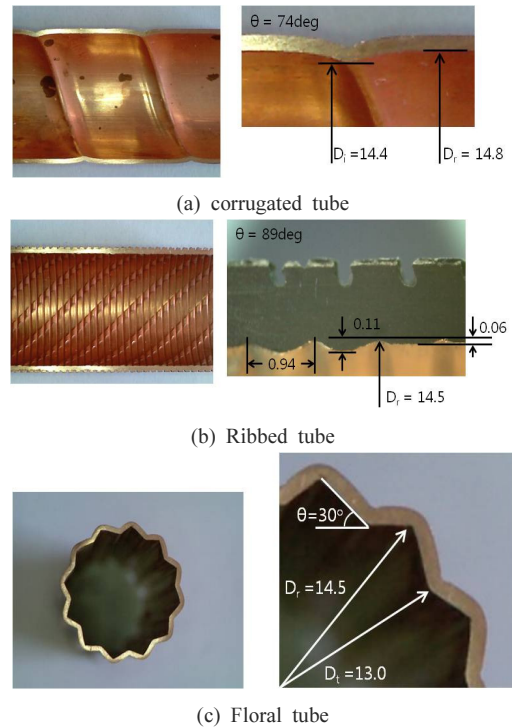


Fig. 1. Enlarged photos of the enhanced tubes, unit(mm).

$$e^+ = \frac{e}{D_i} Re \sqrt{\frac{f}{2}} \quad (2)$$

여기서  $f$ 는 마찰계수,  $e$ 는 조도 높이 (m),  $D_i$ 는 관 내경 (m),  $Re$ 는 Reynolds 수이다. Dippery and Sabersky [8]는 벽면에 모래알 조도를 입힌 원관에 대해 열전달 실험을 수행하고 Nikuradse[7]의 해석을 열전달로 확장하여 식 (3)으로 정의되는 열전달 조도 함수  $g(e^+)$ 를 제안하였다.

$$g(e^+) Pr^n = \frac{f/(2St) - 1}{\sqrt{f/2}} + B(e^+) \quad (3)$$

$$St = \frac{Nu}{Re.Pr} \quad (4)$$

여기서  $Pr$ 은 Prandtl 수,  $St$ 는 Stanton 수,  $Nu$ 는 Nusselt 수이다. 모래알 조도의 경우 Prandtl 수의 지수  $n$ 은 0.44로 나타났[8]. Webb et al.[9]은 이차원 리브 조도관에 대해 일련의 실험을 수행하고  $B(e^+) = 0.95(p/e)^{0.53}$ 와  $g(e^+) = 4.5(e^+)^{0.28}$ ,  $n = 0.57$ 을 도출하였다. 여기서  $p$ 는

리브 핏치 (m)이다. 상용 리브 튜브는 25°에서 45°의 선회각( $\alpha$ )을 가지고 있다[10]. Webb et al.[10]은 상용 리브 튜브에 대하여 아래의 조도 함수를 제안하였다.

$$B(e^+) = 4.762(e^+)^{0.214} \left[ \frac{\pi D_i}{p(\tan\alpha)} \right]^{-0.11} \alpha^{-0.297} \quad (5)$$

$$g(e^+)Pr^n = 1.714(e^+)^{0.06} \left[ \frac{\pi D_i}{p(\tan\alpha)} \right]^{-0.23} \alpha^{-0.16} \quad (6)$$

Mehta and Raja Rao[11]는 코류게이트 튜브에 대해 일련의 실험을 수행하고 아래의 조도 함수를 제안하였다.

$$B(e^+) = 0.465 \left( \frac{p}{e} \right)^{0.53} (\ln e^+)^{0.25} \quad (7)$$

$$g(e^+)Pr^{0.55} = 7.92(\tan\alpha)^{0.15}(e^+)^{0.11} \quad (8)$$

플로랄 튜브는 외형을 꽃 모양 (12산, 절곡 깊이 1.5 mm)으로 가공한 관으로 조도 표면이라기보다는 원관의 외곽 형상을 변형시킨 관으로 이해할 수 있다. 이 관의 경우는 압력 손실 및 열전달 특성이 수력 직경으로 표현될 수 있는지 확인할 예정이다. 상기 문헌 조사로부터 코류게이트 관을 제외하고는 본 연구의 전열관 형상에 대해서는 연구가 수행되지 않았음을 알 수 있다. 본 연구에서는 전술한 네 종류의 전열관에 대하여 60°C~120°C의 고온수 (3.01 ≤ Pr ≤ 1.45)를 사용하여 열전달 및 압력 손실 실험을 수행하였다. 실험 데이터로부터 조도 함수를 도출하고 기존 연구의 값들과 비교하였다.

## 2. 실험 장치 및 방법

Fig. 1에 시험 전열관의 제원이 나타나있다. 평활관의 외경은 16.0 mm이고 내경은 15.0 mm이다. 리브 튜브의 외경은 16.0 mm, 공칭(리브 뿌리까지) 내경 ( $D_i$ )은 14.5 mm, 리브 높이는 0.06 mm, 리브 핏치는 0.94 mm, 선회각은 89°이다. 또한 관 내측에는 높이 0.11 mm, 선회각 45°인 리브가 2차로 가공되어 있다. 리브의 단면 형상은

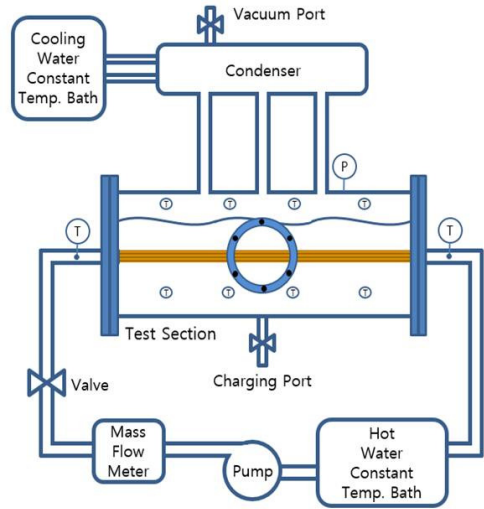


Fig. 2. Schematic drawing of the experimental apparatus.

물결 형상이다. 코류게이트 튜브의 외경은 16.0 mm, 내경은 14.8 mm, 코류게이트 깊이는 0.4 mm, 코류게이트 핏치는 14.0 mm, 선회각은 74°이다. 플로랄 튜브는 외경 15.5 mm, 절곡 깊이 1.5 mm인 산이 원주 방향으로 12개 가공되어 있다. 플로랄 튜브의 수력직경은 11.7 mm이다. 전열관의 전체길이는 1,200 mm이며 전열관 양단의 비가공부 길이는 각각 100 mm로, 전열관의 전열부 길이는 1,000 mm이다. 또한 관의 재질은 모두 구리이다.

전열 축진관의 관 내측 열전달계수는 폴 비등 실험과 동시에 구하였다. 측정된 열관류율로부터 관 내측과 관 외측 열전달계수를 구분하는데는 Wilson plot 방법[12]이 적용되었다. 이 부분은 추후 상세히 설명된다. Fig. 2에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 실험장치는 크게 시험부와 관 내측 물 순환 시스템으로 구성된다. 시험부는 내경 200 mm, 길이 1,000 mm, 두께 15 mm의 SUS 재질의 원통으로 제작하였고, 시험부 중심에 전열관을 플랜지와 O-ring으로 체결하였다. 전열관 내부에는 일정 유량의 고온수가 흐르게 되는데, 이를 위한 관 내측 물 순환 시스템은 고온 항온수조, 순환 펌프, 질량유량계 (Micro Motion), 유량조절 밸브로 구성된다. 고온 항온수조에는 히터, 전력 조절계, 디지털 온도 조절계와 온도 센서가 장착되어있다. 실험 시 압축공기로 고온 항온수조 내의 압력을 약 5 bar ( $T_{sat}=150^\circ\text{C}$ )로 유지하여 고온수가 액상으로 유지될 수 있도록 하였다. 전열관 내부를 흐르는 고온수에 의해 시험부 외측에서 발생하는 증기는

시험부 상단에 위치한 응축기로 유입되어 응축된 후 다시 시험부로 유입된다. 응축기에는 항온수조가 연결되어 포화온도를 조절하였다.

시험부 내의 액체온도와 기체온도를 측정하기 위해 시험부 상부와 하부에 열전대를 200 mm 간격으로 각각 4개씩 부착하였다. 시험부 상부에는 압력계를 장착하여 압력을 측정하였다. 전열관 입출구에는 각 3개씩 열전대를 설치하여 물의 입출구 온도를 측정하였다. 실험장치는 외부로의 열손실을 최소화하기 위하여 약 30 mm 두께의 단열재로 단열하였으며 온도, 압력 및 유량 등의 모든 데이터는 데이터 취득장치를 통해 컴퓨터에 저장되었다.

폴 비등 실험은 순수 물을 사용하여 세 종류의 포화온도(40°C, 50°C, 100°C)과 세 종류의 열유속(20 kW/m<sup>2</sup>, 30 kW/m<sup>2</sup>, 40 kW/m<sup>2</sup>)에서 수행되었다[6]. 포화온도는 시험부 상부의 응축기에 공급되는 냉각수의 온도로써 조절하였고, 열유속은 전열관 내로 공급되는 고온수의 온도를 변화시켜 조절하였다. 고온수의 온도는 60°C에서 120°C 사이에서 변화되었다.

실험장치는 대기압 미만 압력에서 작동하기 때문에 기밀을 확인할 필요가 있다. 이를 위해 압축공기와 진공 펌프를 이용하여 고압 상태 (8 기압)와 저압 상태 (진공)에서 누설여부를 확인하였다. 48 시간 동안 시험부 내의 압력변화를 체크하여 시간당 0.1 kPa 이내로 시험부의 기밀을 유지하였다. 실험장치의 기밀을 확인한 후 진공 상태에서 주입부를 통하여 시험부 내로 전열관 상부 40 mm까지 순수 물을 충전시킨 후 최대 열유속 조건에서 약 2시간 정도 시운전하면서 용액 내의 잔존가스를 제거하였다. 시험 조건을 변화시킨 후 정상상태까지는 대략 30분 정도가 소요되었고, 정상상태에서 약 2분 동안 데이터를 취득하였다.

시험부 중앙에 설치된 전열관 내부를 흐르는 고온수의 유량과 입출구 온도로부터 아래의 식으로 전열관의 열량을 계산한다.

$$Q = m_w c_{pw} (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (9)$$

여기서  $Q$ 는 전열량 (W),  $m_w$ 는 유량 (kg/s),  $c_{pw}$ 는 비열 (kJ/kgK),  $T_{w,in}$ ,  $T_{w,out}$ 은 입출구 온도 (K)이다. 전열관의 총괄열전달계수  $UA$  관계식은 아래와 같다.

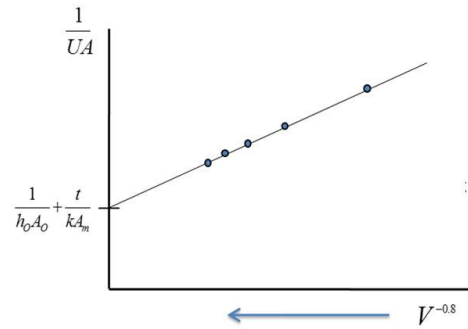


Fig. 3. Schematic drawing of the Wilson Plot method[12].

$$Q = UA \Delta T_{lm} \quad (10)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{w,in} - T_{w,out}}{\ln \frac{T_{w,in} - T_{sat}}{T_{w,out} - T_{sat}}} \quad (11)$$

$$\frac{1}{h_o A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{t}{k A_m} \quad (12)$$

여기서  $T_{sat}$ 은 포화 온도 (K),  $h_o$ 는 비등 열전달계수 (W/m<sup>2</sup>K),  $h_i$ 는 관 내측 열전달계수 (W/m<sup>2</sup>K),  $A_o$ 는 관 외측 전열 면적 (m<sup>2</sup>),  $h_i$ 는 관 내측 전열 면적 (m<sup>2</sup>),  $A_m$ 은 관 중심부 전열 면적 (m<sup>2</sup>),  $t$ 는 관 두께 (m),  $k$ 는 열전도도(W/mK)이다. 전열관의 비등열전달계수 ( $h_o$ )는 Wilson Plot 방법[12]을 사용하여 식 (12)로부터 구하였다. Wilson Plot 방법은 벽면온도를 측정하지 않고 도식적으로 관 외측 열전달계수를 구하는 방법으로 Fig. 3에 개략도를 나타내었다. 전열관 외측 조건을 일정하게 유지시킨 상태에서 전열관 내측의 유속  $V$ 를 증가시키면서 실험을 수행한다. 실험 데이터로부터 식 (10)과 (11)을 이용하여  $UA$ 를 구하고,  $1/UA$ 을  $V^{-0.8}$ 의 함수로 나타낸다. 이론적으로 유속이 무한대가 되면  $1/UA$ 은  $1/h_o A_o + t/k A_m$ 이 되는데 이 값은  $1/UA$  선도를  $y$  축에 외삽하여 얻어진다. 관 내측 열전달계수 (또는  $1/h_i A_i$ )는  $1/UA$ 에서  $1/h_o A_o + t/k A_m$ 을 차감하여 구한다. Wilson Plot 법을 이용한 실험에서 중요한 것은 일련의 실험 시, 관 외측 조건을 일정하게 유지하는 것이다. 본 실험에서 관 외측은 폴비등 조건이고, 폴비등 성능은 포화온도와 열유속에 의해 결정된다. 따라서 관 외측의 포화온도와 열유속을 일정하게 유지하며 실험을 수행하여야 하는데,

열유속을 일정하게 유지하기 위해서는 전열관 입구 물 온도를 변화시키고, 포화온도를 일정하게 유지하기 위해서는 시험부 상부에 위치한 응축기로 유입되는 항온수조의 온도를 변화시켰다. 참고로 식 (12)에서 전열촉진관의 관 내외측 전열면적  $A_i$ 와  $A_o$ 는 플로랄 튜브를 제외하고는 공칭 내면적과 외면적을 사용하였다 ( $A_i = \pi D_i L$ ,  $A_o = \pi D_o L$ ). 플로랄 튜브의 경우는 실제 전열면적을 사용하였다.

전열관의 압력손실은 시험부 입출구에서 차압을 측정하여 구하였다. 압력손실 실험은 열전달 실험과는 별도로 60°C 온수를 사용하여 수행되었다. 마찰계수는 측정된 압력손실  $\Delta P$ 로부터 다음 식으로 구하였다.

$$f = \frac{A_c}{A_i} \frac{2\Delta P}{\rho V_c^2} \quad (13)$$

여기서  $A_c$ 는 공칭 유동 단면적 (관 내 최대 직경에서의 유동 단면적),  $V_c$ 는 공칭 유동 단면적에서의 유속이다. 계측장비의 오차는 질량유량계  $\pm 0.1\%$  full scale, 열전대  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ , 압력계  $\pm 0.15\%$  full scale이다. 실험 데이

터에 대한 불확실성 해석[13]을 수행한 결과 압력 손실은 1.8~4.6%, 관 내측 열전달계수는 5.6~17.6%의 오차값을 가진다.

### 3. 결과 및 고찰

Fig. 4에 평활관의 마찰계수  $f$ 와 열전달계수  $Nu/Pr^{-0.3}$ 이 Reynolds 수의 함수로 나타나 있다. 이 실험자료들을 기존 평활관 상관식[14,15]의 예측치와 비교하였다. 마찰계수 상관식으로는 Prandtl 식[14], 열전달계수 상관식으로는 Dittus-Boelter 식[15]이 사용되었는데 Fig. 4는 실험데이터가 기존 상관식의 예측치와 20% 이내에서 일치함을 보여준다. Fig. 5에서 8에 평활관, 리브 튜브, 코류게이트 튜브, 플로랄 튜브의 열전달계수가  $Nu/Pr^{-n}$ 의 형태로 나타나 있다. 전술하다시피 실험은 관 내측 온도를 60°C에서 120°C 사이에서 수행되었고 이때 Prandtl 수는 3.01에서 1.45로 변한다. Prandtl 수의 지수 'n'은 실험 데이터의 분산을 최소화하는 값으로 결정되었다. Fig. 5에서 7은 'n'이 튜브 형상에 따라 다르게 나타남을 보여준다. Dippery and Sabersky[8], Webb et al.[9]도 조도에 따라 Prandtl 수의 지수가 달라짐을 보고하였다. 아래에 각 튜브의 Nusselt 수 상관식을 나타내었다.

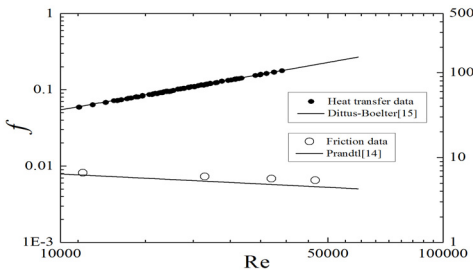


Fig. 4.  $NuPr^{-0.3}$  and  $f$  of the smooth tube compared with existing correlations.

$$Nu = 0.0196 Re^{0.81} Pr^{0.3} \quad \text{Smooth} \quad (14)$$

$$Nu = 0.00368 Re^{0.97} Pr^{0.57} \quad \text{Ribbed} \quad (15)$$

$$Nu = 0.0179 Re^{0.85} Pr^{0.2} \quad \text{Corrugated} \quad (16)$$

$$Nu = 0.0143 Re^{0.83} Pr^{0.45} \quad \text{Floral} \quad (17)$$

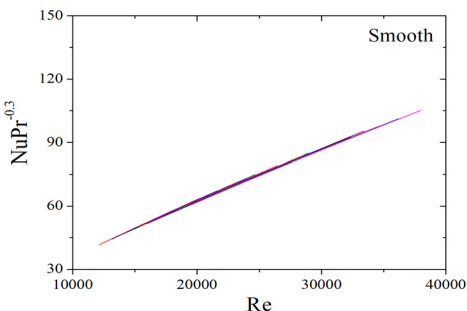


Fig. 5.  $NuPr^{-0.3}$  of the smooth tube.

Fig. 9에 Prandtl 수 2.0에서 각 튜브의 Nusselt수를 비교하였다. Nusselt 수는 코류게이트 튜브에서 가장 크게 나타나고 리브 튜브, 평활관, 플로랄 튜브 순으로 나타났다. Reynolds 수 25,000에서 코류게이트 튜브의 Nusselt 수는 평활관보다 28% 크고, 리브 튜브의 경우는 14% 크다. 평활관과 플로랄 튜브의 Nusselt 수는 2% 이내에서 일치하는데 이로부터 플로랄 튜브의 열전달 특성이 수력저항으로 표현될 수 있음을 알 수 있다. Fig. 9에는 Dittus-Boelter 상관식[15]의 예측치도 나타나 있는데 평활관의 Nusselt 수와 6% 내에서 일치함을 보인다.

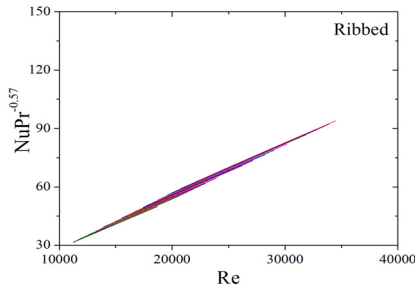


Fig. 6.  $NuPr^{-0.57}$  of the ribbed tube.

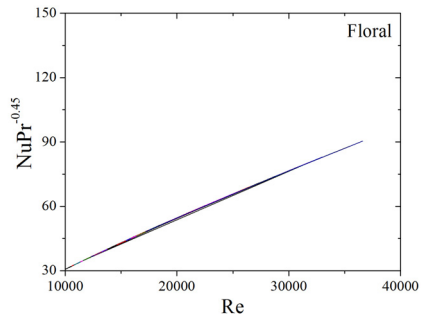


Fig. 8.  $NuPr^{-0.45}$  of the floral tube.

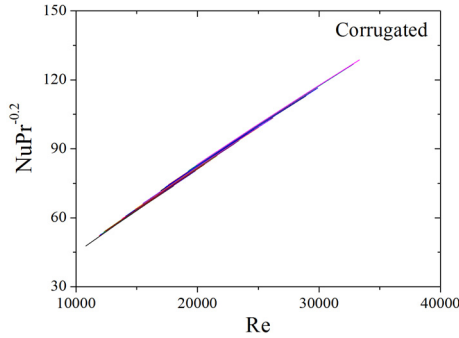


Fig. 7.  $NuPr^{-0.2}$  of the corrugated tube.

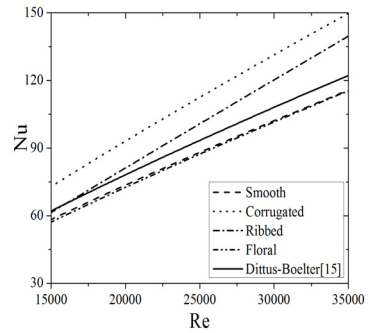


Fig. 9. Nusselt numbers of the enhanced tubes.

Fig. 10에 전열촉진관의 마찰계수가 Reynolds 수의 함수로 나타나 있다. 마찰계수는 코류게이트 튜브에서 가장 크게 나타나고 리브 튜브, 플로랄 튜브, 평활관 순으로 나타났다. Reynolds 수 25,000에서 코류게이트 튜브의 마찰계수는 평활관보다 152% 크고, 리브 튜브의 경우는 96% 크다. 평활관과 플로랄 튜브의 마찰계수는 4% 이내에서 일치하는데 이로부터 플로랄 튜브의 압력 손실 특성이 수력직경으로 표현될 수 있음을 알 수 있다. Fig. 10에는 Prandtl 상관식[14]의 예측치도 나타나 있는데 평활관의 마찰계수와 20% 내에서 일치함을 보인다.

전술하다시피 전열 촉진관의 마찰계수와 열전달계수는 마찰 조도함수  $B(e^+)$ 와 열전달 조도함수  $g(e^+)$ 로 나타내는 것이 일반적이다. 그 이유는 이들 조도함수는 기하학적으로 상사성을 지닌 전열 촉진관에 동일하게 적용할 수 있기 때문이다. 실험으로부터 구해진 Reynolds 수와 마찰계수를 식 (1)과 (2)에 적용하여  $e^+$ 와  $B(e^+)$ 를 계산하였고 그 결과를 Fig 11에 나타내었다. 또한 Mehta and Raja Rao[11]의 코류게이트 튜브에 대한 상관식 [식 (7)]의 예측치도 나타내었다. 실험 데이터는 Mehta and Raja Rao[11]상관식과 16% 내에서 일치한다. 마찬가지로 실험

함으로써 구해진 Reynolds 수와 Nusselt 수를 식 (3)과 (4)에 적용하여  $e^+$ 와  $g(e^+)$ 를 계산하였고 그 결과를 Fig 12에 나타내었다. 또한 Mehta and Raja Rao[11]의 코류게이트 튜브에 대한 상관식 [식 (8)]의 예측치도 나타내었다. 실험 데이터는 Mehta and Raja Rao[11]상관식과 20% 내에서 일치한다. 본 실험 데이터로부터 얻어진 코류게이트 튜브와 리브 튜브의  $B(e^+)$ 와  $g(e^+)$  상관식은 다음과 같다.

$$B(e^+) = 6.76 - 1.49 \ln(e^+) + 0.236 [\ln(e^+)]^2$$

Corrugated (18)

$$g(e^+)Pr^{0.57} = 0.117(e^+) + 13.7 \quad \text{Corrugated} \quad (19)$$

$$B(e^+) = -0.0192(e^+) + 4.76 \quad \text{Ribbed} \quad (20)$$

$$g(e^+)Pr^{0.57} = 0.153(e^+) + 22.6 \quad \text{Ribbed} \quad (21)$$

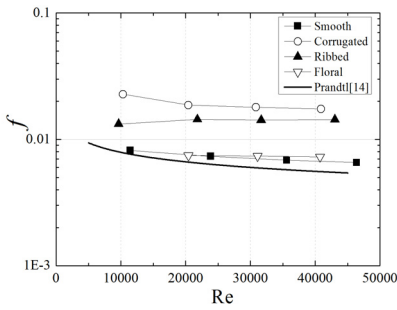


Fig. 10. Friction factors of the enhanced tubes.

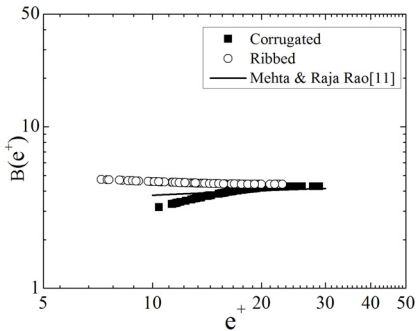


Fig. 11.  $B(e^+)$  as a function of  $e^+$  for roughened tubes.

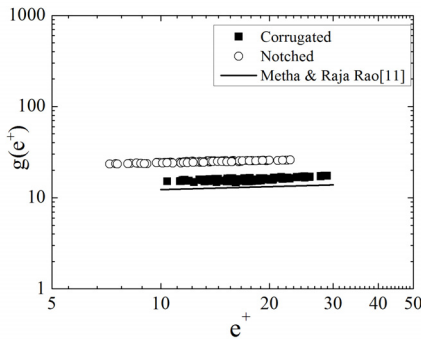


Fig. 12.  $g(e^+)$  as a function of  $e^+$  for roughened tubes.

#### 4. 결론

본 연구에서는 흡수식 냉동기의 재생기에 주로 사용되는 평활관, 리브 튜브, 코류게이트 튜브, 플로랄 튜브에 대하여 60°C~120°C의 고온 영역에서 관 내측 열전달 계수 및 마찰계수를 Wilson Plot을 이용하여 측정하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

(1) 열전달계수 및 마찰계수는 코류게이트 튜브에서 가장 크게 나타나고 다음으로 리브 튜브에서 크게 나타났다.

(2) 플로랄 튜브의 열전달계수 및 마찰계수는 평활관 값과 4% 내에서 일치하였다. 이로부터 플로랄 튜브의 열전달 및 압력손실 특성이 수력직경으로 적절히 표현될 수 있음을 알 수 있다.

(3) 실험 데이터로부터 코류게이트 튜브와 리브 튜브의  $B(e^+)$ 와  $g(e^+)$  상관식을 구하였다. 코류게이트 튜브의  $B(e^+)$ 와  $g(e^+)$ 는 기존 상관식의 예측치와 20% 내에서 일치하였다.

(4) 본 연구 결과는 고온 영역에서 재생기용 전열축진관의 관 내측 열전달 계수 및 마찰계수 산정에 활용될 수 있을 것이다.

#### References

- [1] Webb, R. L. and Kim, N.-H., Principles of Enhanced Heat Transfer, 2nd Ed., Taylor and Francis Pub., 2005.
- [2] Yoon, J. I., Oh, H. K., and Kashiwagi, T., "Characteristics of heat and mass transfer for a falling film type absorber with insert spring tubes," Trans. of the KSME(B), Vol. 19, No. 6, pp. 1501-1509, 1995.
- [3] Kawamata, O., Otani, T., Ishitulia, N., and Aliyanchi, T., "Development of high performance heat transfer tubes for absorber of absorption refrigerator," Hitachi Corporation, Vol. 8, pp. 57-62, 1985.
- [4] Furukawa, M., Sasaki, N., Kaneko, T., and Nositani, T., "Enhanced heat transfer tubes for absorber of absorption chiller/heater," Trans. of the JAR, Vol. 10, No. 2, pp. 219-226, 1993.  
DOI: <http://doi.org/10.11322/tjsrae.10.219>
- [5] Yoon, J. I., Kwon, O. K., and Moon, C. G., "Experimental investigation of heat and mass transfer on absorber with several enhanced tubes," KSME International Journal, Vol. 13, No. 9, pp. 640-646, 1999.
- [6] An, F.-L. and Kim, N.-H., "Pool boiling performance of LiBr solution on low-fin tubes," J. Enhanced Heat Transfer, Vol. 21, No. 4-5, pp. 307-321, 2014.  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.2015013111>
- [7] Nikuradse, J., "Laws of flow in rough pipes," VDI Forschungsheft, NACA TM-1292, 1933.
- [8] Dipprey, D. F. and Sabersky, R. H., "Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at Various Prandtl numbers," Int. J. Heat Mass Trans., Vol. 6, pp. 329-353, 1963.  
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(63\)90097-8](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(63)90097-8)
- [9] Webb, R. L., Eckert, E. R. G. and Goldstein, R. J., "Heat transfer and friction in tubes with repeated rib roughness," Int. J. Heat Mass Trans., Vol. 14, 601-617,

1971.

DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(71\)90009-3](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(71)90009-3)

- [10] Webb, R. L., Narayanamurthy, R. and Thors, P., "Heat transfer and friction characteristics of internal helical rib roughness," J. Heat Transfer, Vol. 122, pp. 134-142, 2000.  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.521444>
- [11] Mehta, M. H. and Raja Rao, M., "Analysis and correlation for turbulent flow heat transfer and friction coefficients in spirally corrugated tubes for steam condenser application," Proc. Nat'l Heat Trans. Conf., HTD-96, Vol. 3, pp. 307-312, 1988.
- [12] Wilson, E. E., "A basis of rational design of heat-transfer apparatus," Trans. ASME, Vol. 37, pp. 47-70, 1915.
- [13] Kline, S. J. and McClintock, F. A., "The description of uncertainties in single sample experiments," Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-9, 1953.
- [14] Prandtl, L., Essentials of Fluid Dynamics, Blackie and Son Pub., London, 1969.
- [15] Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., "Heat transfer in automobile radiators of the tubular type," Univ. Calif. Pub. Eng., Vol 2, pp. 443-461, 1930.
- 

김 내 현(Nae-Hyun Kim)

[정회원]



- 1989년 12월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 내용