

## 발포 알루미늄이 삽입된 환형관에서의 압력손실 및 강제대류 열전달

노 주 석<sup>†</sup>, 이 계 복<sup>\*</sup>, 이 충 구  
경기공업대학 실내환경시스템과, <sup>\*</sup>충북대학교 기계공학부

### Pressure Loss and Forced Convective Heat Transfer in an Annulus Filled with Aluminum Foam

Joo-Suk Noh<sup>†</sup>, Kye-Bock Lee<sup>\*</sup>, Chung-Gu Lee

*Department of Indoor Environment System, Kyonggi Institute of Technology, Shihung 429-792, Korea*

*<sup>\*</sup>School of Mechanical Engineering, Chungbuk National University, Cheongju 361-763 Korea*

*(Received March 18, 2005; revision received July 20, 2005)*

**ABSTRACT:** An experimental investigation has been carried out for aluminum foam heat sink inserted into the annulus to examine the feasibility as a heat sink for high performance forced water cooling in the annulus. The local wall temperature distribution, inlet and outlet pressures and temperatures, and heat transfer coefficients were measured for heat flux of 13.6, 18.9, 25.1, 31.4 kW/m<sup>2</sup> and Reynolds number ranged from 120 to 2000. Experimental results show that the friction factor is higher than clear annulus without aluminum foam, while the significant augmentation in Nu is obtained. This technique can be used for the compactness of the heat exchanger.

**Key words:** Annulus flow(환형관 유동), Nusselt number(Nusselt 수), Friction factor(마찰계수), Permeability(투과율), Aluminum foam(발포 알루미늄), Heat flux(열유속)

#### 기 호 설 명

$A_f$  : 환형관 단면의 단면적 [m<sup>2</sup>]  
 $A_w$  : 가열부 동관의 표면적 [m<sup>2</sup>]  
 $C_E$  : Ergun 계수  
 $C_p$  : 유체의 비열  
 $D$  : 동관의 직경 [m]  
 $Da$  : Darcy 수,  $K/H^2$   
 $D_h$  : 환형관의 수력직경,  $2(r_o - r_i)$  [m]  
 $f$  : 마찰계수

$H$  : 채널 폭, 환형관의 수력직경  
 $h$  : 대류 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]  
 $K$  : 투과율(permeability) [m<sup>2</sup>]  
 $k$  : 열전도도 [W/mK]  
 $L$  : 가열부의 길이  
 $Nu$  : Nusselt 수,  $hD_h/k_f$   
 $p$  : 압력  
 $dp/dx$  : 압력구배  
 $Pr$  : Prandtl 수,  $\nu/\alpha$   
 $q$  : 열유속(heat flux)  
 $r$  : 동관의 반지름 [m]  
 $Re_d$  : 수력직경 기준 Reynolds 수,  $VD_h/\nu$   
 $Re_k$  : 투과율 기준 Reynolds 수,  $\sqrt{K}/\nu$   
 $T$  : 온도,  $K$

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-43-261-3232; fax: +82-43-263-2448

E-mail address: kblee@chungbuk.ac.kr

- $V$  : 유체속도 [m/s]  
 $x$  : 유체 유동방향의 좌표

### 그리스 문자

- $\varepsilon$  : 다공성 물질의 공극률  
 $\mu$  : 유체의 점성계수  
 $\nu$  : 유체의 동점성계수  
 $\rho$  : 유체의 밀도

### 하첨자

- $d$  : 수력직경  
 $f$  : 유체  
 $h$  : 수력(hydraulic)  
 $i$  : 안쪽, 입구쪽  
 $K$  : 투과율  
 $m$  : 평균  
 $o$  : 바깥쪽, 출구쪽  
 $x$  : 유체 유동방향의 좌표  
 $w$  : 동관의 벽면

## 1. 서 론

컴퓨터의 고집적화 및 미소기전 집적 계통(MEMS)의 발전에 따른 초소형 기계 계통에 대한 열전달 기술의 요구는 기존 열전달 방법의 개선방안과 새로운 열전달 촉진기술에 대한 연구를 증가시키고 있다.

다공성 매질은 부피에 대한 표면적의 비가 매우 크고 불규칙한 유로를 형성하므로 열 및 물질 전달 면적이 증가하고 유동교란에 의해 섞임현상(mixing)이 증가하여 열전달이 증대되는 효과를 가져온다. 그러나 다공성 물질을 전열촉진에 이용하기 위해서는 다공성 물질로 인해 발생하는 압력손실을 고려할 때 다공성이 커야 바람직하다. 지금까지 연구되어 온 다공성 물질은 구조가 일정하여 해석이 비교적 용이한 적층구(packed sphere beds)를 이용한 경우에 집중되어 왔다. 이를 열교환기에 이용할 경우 공극률(porosity)이 0.3~0.6 정도로 낮아 유동저항이 커지므로 유동에 따른 압력손실 때문에 실제 응용하기에는 많은 문제점이 있다.

Koh and Stevens<sup>(1)</sup>가 냉각유체에 작은 강철입

자(steel particles)를 삽입하여 관 벽의 온도와 냉각유체의 온도차를 현저히 감소시키는 냉각효과가 증가함을 밝힌 이후 다공성 물질을 이용한 전열촉진 연구와 다공성 물질에서의 유동 마찰손실에 대한 연구가 많이 수행되어 오고 있다. Hwang and Chao<sup>(2)</sup>는 채널 내에 청동입자(bronze beads)를 채운 후 공기를 유동시킬 때 공기의 강제대류 열전달계수(forced convective heat transfer coefficient)가 현저하게 증가하는 것을 확인하였다. 또한 Kim et al.<sup>(3)</sup>은 발포 알루미늄이 채워져 있는 채널 내를 공기가 흐를 때 투과율(permeability)이 작을수록 Nusselt 수가 크게 증가함을 실험을 통해 연구하였다.

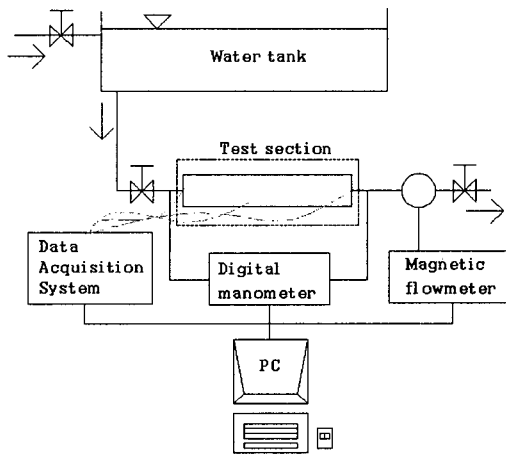
그러나 지금까지 수행된 연구의 대부분은 다공성 물질이 채워져 있는 평행 평판이나 원형관의 열전달에 집중되어 있으며, 현재 열교환기로 많이 사용하고 있는 2중관의 환형 형상에 관한 연구는 극히 미약한 실정이다. 또한 적층구를 사용한 실험의 대부분이 유속이 대단히 느린 유동, 즉 관성력의 영향을 받지 않는 Darcy flow에 가까운 흐름에 집중되어 있으며 작동유체로 공기를 사용하고 있다.

본 연구에서는 실제 열교환기에서 발생하는 유동, 즉 관성력의 영향을 고려한 non-Darcy flow를 주 대상으로 하였으며 2중관 열교환기에 많이 사용되는 환형관(annulus) 내에 0.9 이상의 높은 공극률을 갖는 발포 알루미늄을 삽입하여 다공성 매체를 형성하고 작동유체로서 물을 사용하여 마찰계수(friction factor)와 Nusselt 수를 실험을 통해 측정하여 압력손실과 열전달 특성을 분석하여 방열성능의 개선방법을 검토하였다.

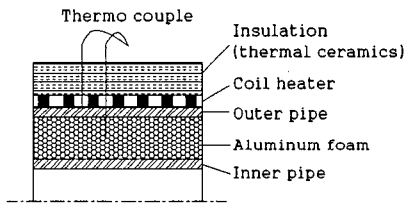
## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

실험장치는 Fig. 1과 같이 상부의 물탱크를 통하여 공급된 물이 발포 알루미늄이 채워진 환형의 동관으로 된 시험부를 통과한 후 외부로 배출되도록 설치하였다. 상부의 물탱크 수면을 일정하도록 유지시키기 위해 일정 수면 이상이 되면 아래쪽의 물탱크로 오버플로우(overflow)되도록 설계하였다. 일정 열유속을 공급하기 위해 열원이 설치된 가열부는 외부관은 외경  $D_o=41.28$  mm,



(a) Experimental setup



(b) Detail of test section part

Fig. 1 Schematic of experimental apparatus.

내경  $D_i=38.24$  mm의 동관, 내부관은 외경  $D_o=15.88$  mm, 내경  $D_i=13.84$  mm의 동관으로 구성되고 동관의 길이는 400 mm로 하였다. 외부 동관의 표면에 최대 용량 2kW의 가열코일 2개를 설치하였다. 1개의 가열코일로 동관길이 200 mm를 가열하게 하였다. 가열코일의 단면은 사각형으로 동관 외벽과 접촉면이 크도록 설계하였다. 가열코일 외측은 가열코일의 열량이 외부로 방출되는 것을 방지하기 위하여 고온에서도 견딜 수 있는 두께 2 mm 를 타입의 thermal ceramic으로 외경 120 mm 정도까지 단열하였다. 가열장치의 공급전원은 3상이며 트랜스포머(3상, 3kVA, 220 V)를 통하여 공급하였다.

상부의 물탱크를 나온 물이 발포 알루미늄이 삽입된 환형관의 입구에 들어가기 전에 안정된 유동상태를 유지하기 위해서 길이 1,200 mm의 직관 구간을 확보하였다.

외경 38.24 mm, 내경 15.88 mm, 길이 20~30 mm의 원통 형상(Fig. 2)의 발포 알루미늄을 여러 개 사용하여 외부 동관과 내부 동관 사이에 길이

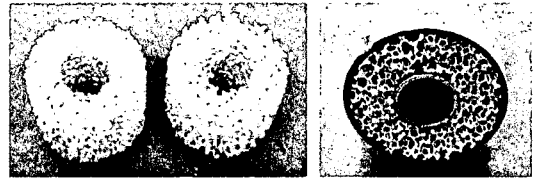


Fig. 2 Aluminum foam and annulus filled with aluminum foam.

가 400 mm가 되도록 삽입하였다. 가열부 전후의 배관은 가열부의 열량이 다른 배관으로 전도되는 것을 방지하기 위해 PVC관으로 설치하였다.

발포 알루미늄 내를 통과하는 물의 유량을 측정하기 위하여 발포 알루미늄을 통과한 후 가열부 후방측에 미소유량계(low flow magnetic flowmeter, RCM, BadgerMeter, Inc.)를 설치하였다. 또한 발포 알루미늄 속을 통과하는 물의 온도를 측정하기 위해 가열코일과 접촉되어 있는 외부 동관의 표면에 구멍을 뚫고 입구지점에서부터 길이방향으로 0, 25, 50, 100, 200, 300, 400 mm 지점에 열전대(T type thermocouple)를 설치하였다. 열전대의 깊이는 각 지점에서 1~3곳을 측정할 수 있도록 달리하였으며 외부 동관의 표면온도를 측정하기 위해 길이방향으로 0, 50, 100, 150, 200, 250, 300, 350, 400 mm 지점에 열전대(T type thermocouple)를 부착하였다. 온도측정은 열전대에서 읽은 신호를 Data Acquisition Unit(YOKOGAWA, DA100)를 사용하여 측정하였으며 데이터 취득 프로그램(DAQ 32)을 사용하여 데이터를 처리하였다.

또한 발포 알루미늄을 통과할 때의 물의 압력강하를 측정하기 위하여 디지털액주계(Wet/Wet Digital manometer, Series 490, Dwyer)를 설치하여 발포 알루미늄을 통과하기 전후의 압력변화를 측정하였다.

## 2.2 실험방법

환형관(annulus) 내부에 발포 알루미늄이 삽입된 시험부 전후의 압력차를 측정하는 실험은 유량을 0.5~6 L/s의 범위에서 변화시키면서 압력차를 측정하였다. 환형관의 수력직경  $D_h$ 를 기준으로 한 레이놀즈수  $Re_d=120\sim 2000$ 의 범위에서, 투과율(permeability) 기준 레이놀즈수  $Re_k=2\sim 30$ 의 범위에서 실험을 수행하였다. 다공성 물질

의 유동에서 Darcy law를 벗어나는 기준이  $Re_k = 0.2$  부근으로 알려져 있기 때문에 이번 실험에서 측정된 유동은 non-Darcy flow 영역에 해당된다.<sup>(4)</sup>

발포 알루미늄을 통과하는 물의 유량은 유량계 후방에 부착되어 있는 수동밸브를 사용하여 조절하고 일정유량이 유지될 때 디지털 마노미터로 차압을 측정하였다.

가열코일에 공급되는 전원은 220 V, 3상을 사용하였으며 설치된 트랜스포머를 이용하여 전압, 전류를 조정함으로써 가열량을 조절하였다. Nusselt 수 계산을 위해 필요한 동관 표면의 온도와 물의 온도측정은 가열조건을 (75 V, 6.4 A), (87.5 V, 7.5 A), (100 V, 8.6 A), (110 V, 9.6 A) 4단계로 변화시키면서 측정하였다. 가열조건에서의 유량변화는 앞의 압력강하 측정시와 동일한 범위로 수행하였다.

본 실험의 불확실도는 Kline and McClintock<sup>(5)</sup>의 방법을 사용하여 산정하였다. 압력값의 불확실도는 95%의 신뢰구간에서 약 1%이고 온도, 열유속의 불확실도는 각각 1%와 8.1%이다. 따라서 Reynolds 수와 Nusselt 수의 불확실도는 각각 약 7.6%와 8.8% 미만이다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 투과율과 마찰계수

실험에 사용한 발포 알루미늄의 특성값은 Table 1에 나타냈다.

다공성 물질속의 유동에서 관성력의 영향을 고려한 non-Darcy flow에서의 압력강하는 다음 식으로 표현된다.<sup>(4)</sup>

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{K} V + \frac{C_E}{\sqrt{K}} \rho V^2 \quad (1)$$

Table 1 Flow parameters for aluminum foams

Aluminum foam	
Porosity $\epsilon$	0.90
Pore density [PPI]	10
Permeability, $K [m^2]$	$1.2743 \times 10^{-7}$
Ergun coefficient, $C_E$	0.10129
Darcy number, $K/H^2$	0.000128
Radius ratio $r_i/r_o$	0.415

이 식은 다음과 같이 변화시킬 수 있다.

$$\frac{1}{\mu V} \left( -\frac{dp}{dx} \right) = \frac{1}{K} + \frac{C_E}{\sqrt{K}} \frac{\rho V}{\mu} \quad (2)$$

위 식에서 투과율  $K$ 와 Ergun 계수  $C_E$ 가 상수이므로  $(-dp/dx)/\mu V$ 와  $\rho V/\mu$ 는 선형적인 관계를 갖는다. Fig. 3에 실험에서 측정된  $(-dp/dx)/\mu V$ 와  $\rho V/\mu$ 의 관계를 나타냈다. 실험값 역시 선형적인 관계를 보여주고 있다. 채널 형상에 대해 실험한 Beavers and Sparrow<sup>(6)</sup>의 결과도 같은 경향을 보여준다. 발포 알루미늄이 삽입되지 않은 환형관에서는  $(-dp/dx)/\mu V$ 의 값이 속도의 증가에도 불구하고 일정한 값을 갖는다.<sup>(7)</sup> Fig. 3에 실험값을 사용하여 최소자승법(least-squares method)으로 구한 직선을 나타냈다. 이 직선과  $(-dp/dx)/\mu V$ 와  $\rho V/\mu$ 의 관계식인 식(1)을 사용하면 Permeability  $K$ 와 Ergun coefficient  $C_E$ 의 값을 계산할 수 있다. 계산된 값은 Table 1에 나타냈다.

본 실험에서 측정된 압력강하량을 사용하여 마찰계수를 구하였다. 다공성 매질을 포함하는 유동에서 마찰계수(friction factor)  $f$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$f = \left( \frac{\Delta P}{L} \right) \frac{\sqrt{K}}{\rho V^2} \quad (3)$$

Fig. 4는 환형관에서 마찰계수  $f$ 가 레이놀즈수

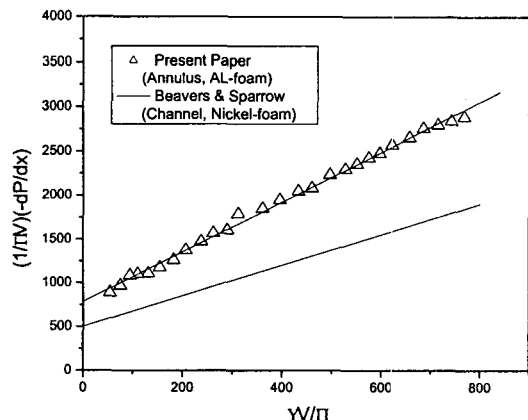


Fig. 3 Relation between axial pressure gradient and velocity.

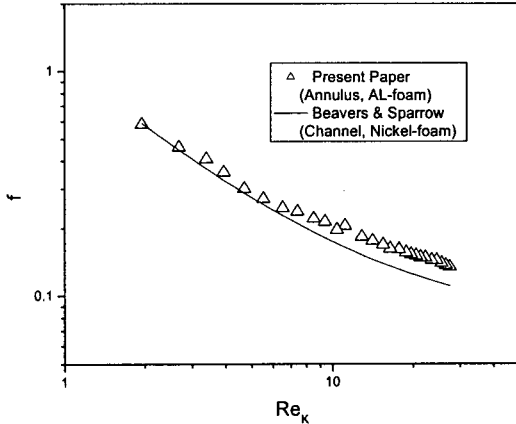


Fig. 4 Relation between friction factor and Reynolds number.

가 아주 작은 Darcy flow에서는 레이놀즈수가 증가함에 따라 급격하게 감소하지만 레이놀즈수가 증가함에 따라 거의 일정한 값으로 수렴하는 것을 보여준다. 이러한 경향은 채널(channel)에서 실험한 Beavers and Sparrow<sup>(6)</sup>의 실험결과와 동일하다. 마찰계수의 크기는 채널의 경우보다 큰 값을 갖는다. 환형관(annulus)에서의 마찰계수는 채널과  $Re_k=15$  이상에서 20% 정도의 차이를 보여주며 Ergun coefficient  $C_E$ 에 접근함을 보여준다.

Kim et al.<sup>(3)</sup>은 마찰계수가 포함된 무차원수들을 조합하여 다음과 같은 상관관계식을 구하였다.

$$f = \frac{1}{(Re_d Da)} + \frac{C_E}{Da^{1/2}} \quad (4)$$

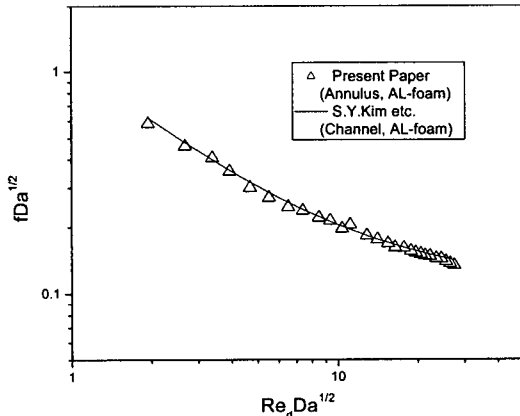


Fig. 5 Modified friction factors of aluminum foams.

여기서 사용한 마찰계수  $f$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$f = \left(\frac{\Delta p}{L}\right)H/\rho V^2 \quad (5)$$

같은 방법으로 환형관에서 측정된 마찰계수를 사용하여 Fig. 5에 도시하였다.

### 3.2 Nusselt 수

Fig. 6에 동관의 표면온도를 물의 유동방향에 따라 나타냈다. 동관의 표면온도는 유동방향의 무차원수  $x/D_h$ 에 따라 증가하며 레이놀즈수가 증가함에 따라 감소하고 열유속이 클수록 증가함을 알 수 있다. 또한 동관 입구에서 레이놀즈수에 따른 표면온도 변화는 작지만 동관 출구쪽으로 갈수록 레이놀즈수에 따른 동관 표면온도 변화가 커지는 것을 알 수 있다.

Fig. 7에 나타낸 물의 출구온도는 열유속(heat flux)이 클수록 증가하며 레이놀즈수가 증가할수록 감소하고 있다. 레이놀즈수가 작은 구간에서 물의 출구온도는 열유속 변화에 따라 차이가 크지만 레이놀즈수가 증가할수록 열유속의 변화에 따른 차이가 감소한다.

발포 알루미늄이 환형관 내의 대류 열전달에 미치는 영향을 평가하기 위해 Nusselt 수를 구하였다. 사용된 국부 Nusselt 수(local Nusselt number)와 국부 대류 열전달계수(local convective heat transfer coefficient)의 관계는 다음과 같다.

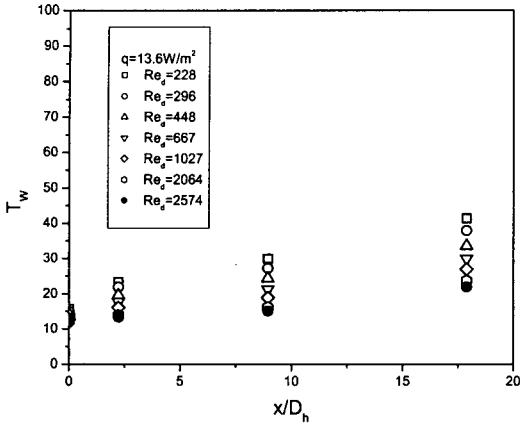
$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{k_f} \quad (6)$$

$$h_x = \frac{q}{T_w - T_{xf}} \quad (7)$$

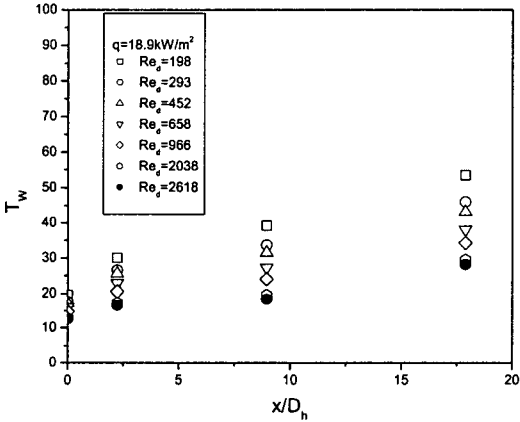
여기서  $q$ 는 동관 표면을 통해 단위면적당 가열되는 열유속(heat flux)으로 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$q = \frac{\rho C_p V A_f (T_o - T_i)}{A_w} \quad (8)$$

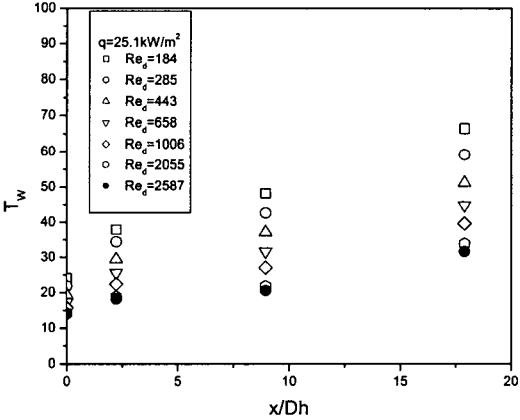
Fig. 8은 임의의 지점에서 평균 Nusselt 수의 레이놀즈수에 따른 변화를 나타낸다. 평균 Nusselt



(a)  $q = 13.6 \text{ kW/m}^2$



(b)  $q = 18.9 \text{ kW/m}^2$



(c)  $q = 25.1 \text{ kW/m}^2$

Fig. 6 Wall temperature distribution as a function of Reynolds number at different axial location.

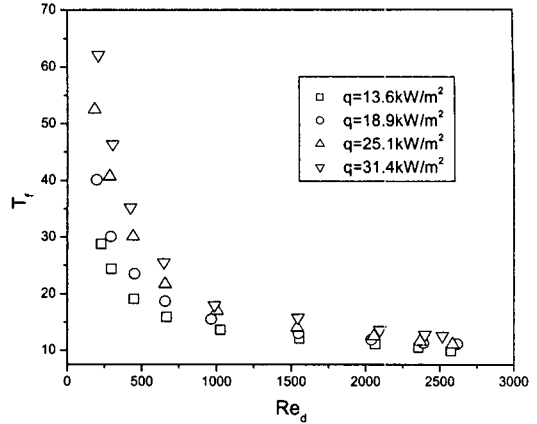


Fig. 7 Outlet water temperature of annulus for different heat fluxes.

수(Average Nusselt Number)는 입구에서 50 mm, 200 mm, 300 mm, 400 mm까지의 구간에 대해 각각 다음 식을 사용하여 구하였다.

$$Nu_m = \frac{h_m D_h}{k_f} \tag{9}$$

$$h_m = \frac{q}{\Delta T_m} \tag{10}$$

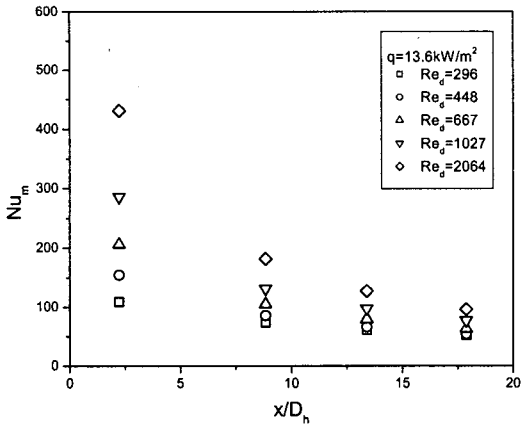
여기서  $\Delta T_m$ 은 각 구간에서 측정된 각 지점에서의 관 벽 온도와 환형관 내의 물과의 온도차들의 평균값을 사용하여 구하였으며 다음 식으로 표현된다.

$$\frac{1}{\Delta T_m} = \frac{1}{L} \left( \frac{\Delta L_1}{T_{w1} - T_{xf1}} + \frac{\Delta L_2}{T_{w2} - T_{xf2}} + \dots + \frac{\Delta L_n}{T_{wn} - T_{xfn}} \right) \tag{11}$$

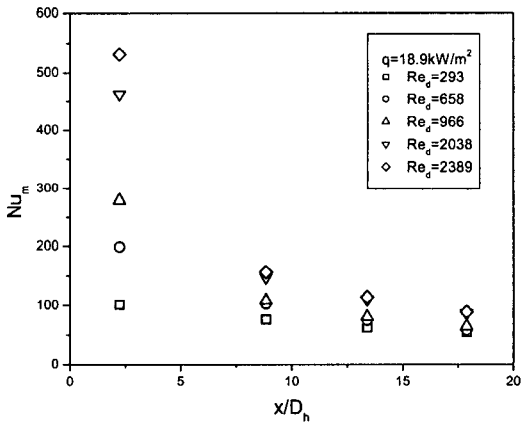
열유속(heat flux)  $q$ 는 식(8)을 사용하여 계산하였다.

Fig. 8로부터 동관의 길이가 짧은 구간에서 평균 Nusselt 수는 레이놀즈수에 따라 크게 변하지만 동관의 길이가 증가함에 따라 레이놀즈수에 따른 평균 Nusselt 수의 변화가 작아지는 것을 알 수 있다.

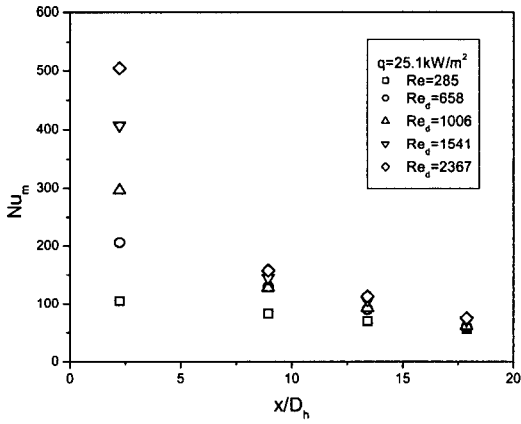
Fig. 9에는 실험에서 측정된 각 지점에서의 국부 Nusselt 수를 무차원수  $2(x/D_h)/(Re_d Pr)$ 의 변화에 따라 나타냈다. 또한 발포 알루미늄이 삽입



(a)  $q=13.6 \text{ kW/m}^2$

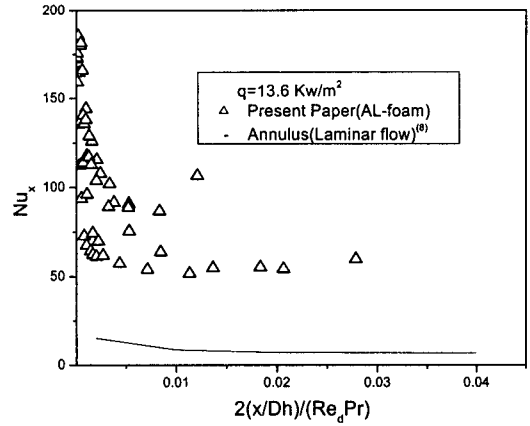


(b)  $q=18.9 \text{ kW/m}^2$

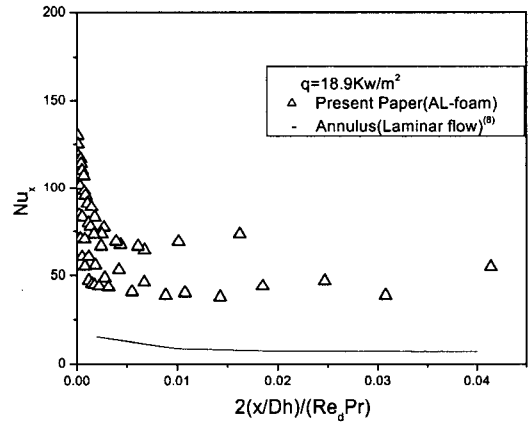


(c)  $q=25.1 \text{ kW/m}^2$

Fig. 8 Average Nusselt number at different Reynolds number with the effect of axial location.



(a)  $q=13.6 \text{ kW/m}^2$



(b)  $q=18.9 \text{ kW/m}^2$

Fig. 9 Local Nusselt number as a function of entry length for flow through aluminum foams.

되지 않은 경우에 대한 환형관에서의 국부 Nusselt 수도 나타내었다. 발포 알루미늄이 삽입된 경우가 삽입되지 않은 경우에 비해 국부 Nusselt 수가 크게 증가하는 것을 보여준다. 유동방향의 무차원 길이가 포함된 무차원 값인  $2(x/D_h)/(Re_d Pr)$  가 0.02 이상에서는 국부 Nusselt 수가 40~60 사이의 값을 가지며 이 값은 발포 알루미늄이 삽입되지 않은 환형관에서의 국부 Nusselt 수의 6~10 배에 해당하는 값이다.

#### 4. 결론

열교환기로 많이 사용되는 환형관에 발포 알루

미늄을 삽입하여 유동장과 대류 열전달 특성을 실험을 통해 연구하였다. 발포 알루미늄이 삽입된 환형관에서 non-Darcy flow의 유동방정식이 성립하는 것을 확인할 수 있었으며, 마찰계수(friction factor)는 채널유동과 비교하여 레이놀즈수가 작은 영역에서는 큰 차이를 보이거나 관성력이 중요한 레이놀즈수가 큰 영역에서는 단면의 형상에 따른 차이가 줄어든다.

발포 알루미늄이 삽입된 환형관 내의 유동에서 일정 열유속으로 관 벽을 가열할 때 관 벽에서의 국부 Nusselt 수는 삽입되지 않은 경우에 비해 6~10배의 큰 값을 가진다. 따라서 열교환기의 크기가 제한되는 경우 2중관 열교환기에 발포 알루미늄을 삽입하여 Nusselt 수를 증가시키면 열교환기의 전열면적을 대폭 감소시키는 것이 가능하다.

#### 참고문헌

1. Koh, J.C. Y. and Stevens, R.L., 1975, Enhancement of cooling effectiveness by porous materials in coolant passage, *J. of Heat Transfer*, Transactions of ASME, pp.309-311.
2. Hwang, G. J. and Chao, C.H., 1994, Heat transfer measurement and analysis for sintered porous channels, *J. of Heat Transfer*, Transactions of ASME, Vol.116, pp. 456-464.
3. Kim, S. Y., Kang, B.H. and Kim, J.H., 2001, Forced convection from aluminum foam materials in an asymmetrically heated channel, *International J. of Heat and Mass Transfer* 44, pp. 1451-1454.
4. Kaviany, M., 1995, *Principles of Heat Transfer in Porous Media*, 2nd ed., Springer, p.48.
5. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single sample experiments, *Mechanical Engineering*, pp.3-8.
6. Beavers, G. S. and Sparrow, E. M., 1969, Non-darcy flow through fibrous porous media, *J. Applied Mechanics*, Transactions of the ASME, pp. 711-714.
7. Kays, W.M. and Crawford, M. E., 1993, *Convective Heat and Mass Transfer*, McGraw-Hill, Inc., pp. 81, 151.
8. Heaton, H. S., Reynolds, W. C. and Kay, W. M., 1964, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 7, pp. 763-781.
9. White, F. M., 1991, *Viscous Flow*, McGraw-Hill, Inc., p.124 (Shah and London, *Laminar flow forced convection in ducts*, 1978, Academic Press).
10. Sparrow, E. M. and Loeffler, J. R., 1959, Longitudinal laminar flow between cylinders arranged in regular array, *AIChE*, Vol.5, pp. 325-330.