

발포알루미늄 다공핀의 열유동특성

김 서 영[†], 백 진 욱, 강 병 하

한국과학기술연구원 열유동제어연구센터

Flow and Heat Transfer Characteristics of Aluminum Foam Porous Fins

S. Y. Kim[†], J. W. Paek, B. H. Kang

Thermal/Flow Control Research Center, KIST, Seoul 130-650, Korea

(Received September 16, 2000; revision received March 15, 2000)

ABSTRACT: The present experimental study investigates the impact of porous fins on the pressure drop and heat transfer characteristics in plate-fin heat exchangers. Systematic experiments have been carried out in a simplified model of a plate-porous fin heat exchanger at a controlled test environment. Comparison of performance between the porous fins and the conventional louvered fins has been made. The experimental results indicate that friction and heat transfer rate are significantly affected by permeability as well as porosity of the porous fin. The porous fins used in the present study show a similar air-side performance to the louvered fin. The correlations of friction and modified j-factor are also given for the design of the plate-porous fin heat exchanger.

Key words: Friction factor(마찰계수), Modified j-factor(수정 j-계수), Porous fin(다공핀), Plate-fin heat exchanger(평판관-핀 열교환기)

기 호 설 명

A : 채널단면적 [m^2], $A=WH$
 A_b : 다공핀의 밑면적 [m^2], $A_b=WL$
 A_c : 최소 유동단면적 [m^2], $A_c=\epsilon A$
 A_f : 핀 표면적 [m^2]
 A_o : 열교환기의 전체 표면적 [m^2], $A_o=A_f+A_b$
 C_p : 정압비열 [J/kgK]
 Da : 다아시수, K/H^2
 E : 팬동력, Eq. (14)
 f : 마찰계수, Eq. (1)

G_c : 질량유속, ρU_c [kg/m^2s]
 h : 평균 열전달계수, Eq. (3) [W/m^2K]
 H : 채널높이 [m]
 j : j-계수 (j-factor)
 j^* : 수정 j-계수, Eq. (2)
 k : 핀의 열전도도
 K : 다공핀의 침투율 [m^2]
 L : 다공핀의 길이 [m]
 L_p : 루버핀 피치 [m]
 PPI : 기공밀도 (Pores per inch)
 Pr : 프란틀수, ν/α
 Re_H : 레이놀즈수, $U_c H/\nu$
 Re_{L_p} : 레이놀즈수, $U_c L_p/\nu$
 T_i : 채널입구온도 [K]

[†] Corresponding author
 Tel.: +82-2-958-5683; fax.: +82-2-958-5689
 E-mail address: seoykim@kist.re.kr

- T_o : 채널출구온도 [K]
- T_w : 벽온도 [K]
- U : 총괄열전달계수
- U_i : 입구 전면유속 [m/s]
- U_c : 최대유속, U_i/ϵ [m/s]
- W : 채널폭[m]

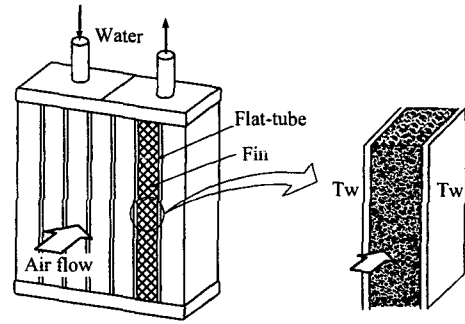
그리스문자

- β : 체적당 표면적비 [m^2/m^3], A_o/V
- ΔP : 압력강하 [Pa]
- ΔT : 입출구 온도차 [K], Eq. (4)
- ΔT_m : 대수평균 온도차 [K], Eq. (5)
- ϵ : 다공도
- ρ : 공기밀도 [kg/m^3]
- ν : 동점성계수 [m^2/s]
- η_f : 핀효율
- η_s : 핀표면효율

1. 서 론

열교환기는 산업전반의 열시스템에서 필수적인 요소가 되어 왔다. 이러한 이유로 작동유체 사이의 열교환 성능을 향상시키기 위하여 다양한 형태의 열교환기에 관련된 연구와 개발이 지난 수십 년간 진행되어 왔다.⁽¹⁾

산업적 용도에 따라 다양한 열교환기가 개발되어 왔는데, 그 중 기체와 액체사이의 열교환이 요구되는 경우에는 기체측에 확장된 열전달면적을 갖는 핀-관 열교환기나 평판관-핀 열교환기가 주로 사용되고 있다. 현재 기체측에 사용되는 핀으로는 웨이비핀(wavy fin), 오프셋핀(offset strip fin), 루버핀(louvered fin) 등이 있다. 이러한 핀들은 열교환기의 성능을 감소시키는 주요 원인인 기체측의 열저항을 상당히 감소시킬 수 있다. 지금까지 개발된 핀 중에서는 루버핀이 열전달 측면에서 가장 효율적인 핀 형상으로 알려져 있으며, 자동차나 항공기의 공랭식 열교환기에 주로 사용되고 있다.^(2, 3) 그러나 루버핀의 제작공정은 상당히 복잡하여 장치의 설치와 유지를 위해 상당한 경비가 소요되고 있다. 더구나, 루버핀은 매우 얇은 알루미늄핀으로 제작되기 때문에 구조적 강도의 취약성도 문제가 되고 있는



(a) Plate-fin heat exchanger (b) Simplified model

Fig. 1 Schema of the present model.

실정이다. 따라서 높은 열전달 특성뿐만 아니라 단순화된 제작공정과 기계적인 강도를 함께 갖춘 새로운 핀 개발의 필요성이 증대되고 있다.

이러한 요구에 따라 본 연구에서는 현재 사용되는 루버핀을 대신할 수 있는 다공성 금속핀의 개발에 초점을 맞추었다. 이와 같은 연구의 동기는 발포 금속 다공핀(porous fin)이 내부의 매우 복잡한 유로에 의한 유동혼합이 활발하고 단위부피당 표면적이 크다는 특징을 가지고 있기 때문이다. 또한 금속 발포에 의한 단순한 제작공정과 구조적인 강도가 크다는 특징도 장점이 될 수 있다. 따라서 다공핀에 의해 열교환기의 종합적인 성능도 향상될 것으로 기대된다.

다공성물질에 대한 기존의 연구를 살펴보면 지금까지 대부분의 연구들은 지열에너지의 이용, 지하수를 통한 오염물질의 확산, 단열재 등의 에너지 관련 연구에 집중되어 있다.⁽⁴⁾ 최근 들어 열시스템 유로 내에 다공성물질을 삽입하여 열전달을 촉진시키고자 하는 몇몇 연구결과가 발표되고 있다.⁽⁵⁻⁸⁾ 그러나, 다공핀을 실제의 열교환기에 적용하기 위한 열유동 상관식에 대한 연구는 현재까지 이루어지지 않고 있다.

본 연구에서는 Fig. 1과 같이 단순화된 밀집형 평판관-핀 열교환기의 모델을 사용하여 평판관-핀 열교환기에 적용된 다공핀의 영향을 자세히 조사하였다. Fig. 1(b)의 단순화된 열교환기 모델은 일반적인 평판관-핀 열교환기의 공기유로 한 곳을 모사한 것으로, 다공핀이 채널내부에 채워져 있고 채널의 양쪽벽면은 등온으로 유지되어 있다. 연구결과로 다공핀 열교환기의 설계변수를 제공하기 위한 다공핀의 마찰계수(friction factor)와 수정j-계수(modified

Table 1 Test specimens of porous fins

다공편	기공밀도 (PPI)	다공도 ϵ	체적당표면적비 $\beta=A_s/V$ [m^2/m^3]	침투율 K [m^2]	다아시수 $Da=K/H^2$	유효열전도도 k_e [W/mK]
1	10	0.92	790	2.36×10^{-1}	2.85×10^{-3}	5.33
2	20	0.92	1720	1.07×10^{-1}	1.30×10^{-3}	5.56
3	40	0.92	2740	7.15×10^{-2}	8.63×10^{-4}	6.01
4	20	0.89	2020	8.96×10^{-2}	1.08×10^{-3}	6.77
5	20	0.94	1510	1.30×10^{-1}	1.57×10^{-3}	4.27
6	20	0.96	1240	1.16×10^{-1}	1.41×10^{-3}	2.82

j-factor)의 상관식을 얻었으며, 기존의 루버핀과 비교하여 다공편의 성능을 평가하였다.

2. 실험 장치 및 방법

본 연구의 실험장치는 Fig. 2와 같다. 실험은 높이 $H=9$ mm 와 폭 $W=90$ mm의 채널에서 수행되었으며 실험시편은 높이 $H=9$ mm, 폭 $W=90$ mm, 길이 $L=30$ mm의 알루미늄 발포금속이다. 압력측정용 탭은 시험부의 전후 각각 5 mm 떨어진 곳에 설치되었다. 공기압력 조절기를 통해 유입된 4 기압의 압축공기는 유량계(rotameter)를 통과하여 시험부의 입구로 공급되며 시험부를 거쳐 대기로 방출된다. 공기유량계는 액막유량계(bubble flow meter)를 사용하여 정밀하게 보정하였다. 본 실험에서 입구 공기유속은 0.48-3.64 m/s이며 채널높이를 기준으로 한 레이놀즈수(Re_H)는 280-2300이었다. 시편을 통과하는 동안의 압력손실량은 1/100 mm의 정밀도를 가지는 액주압력계(Dwyer Microtector 1430)를 사용하여 측정하였다.

시험부의 등온조건을 구현하기 위해 구리판으로 제작된 고온 수조(water jacket)를 양쪽 벽면에 고정하였으며 55°C의 일정한 온도를 유지하는 항온조의 온수를 펌프를 통해 순환시켰다. 고온수조부의 온도를 균일하게 유지하기 위하여 온수유량은 분당 약 10 liter의 충분한 유량을 공급하였다. 수조와 시편사이의 접촉 열저항을 감소시키기 위해 클램프를 사용하여 압축하중을 가하였다. 실험과정에서 클램프의 압축하중이 증가할수록 출구의 공기온도가 점근적으로 상승하는데, 이 온도가 일정한 온도에 도달할 때를 최소의 접촉 열저항으로 간주하였다. 3 개의 T-형 열전대(Omega AWG36)를 시편과 고온수조(water jacket)사이에 설치하여 고온수조 벽면

온도의 균일도를 확인하였다. 정상상태에서 고온수조부의 온도편차는 0.2°C이하로 나타났다. 채널외부에는 단열재를 부착하였다.

입구의 공기온도는 시험부 상류 5 mm 위치에서 3 개의 T-형 열전대(Omega AWG 36)로 측정하였고, 출구의 온도는 후류 공기온도의 단면변화를 측정하기 위하여 수평으로 균일하게 배열된 5 개의 열전대(Omega AWG 36)를 사용하여 후류 5mm 위치에서 측정하였다. 입구공기의 온도는 실험동안 20°C정도로 유지되었으며, 온도균일도는 약 0.1°C 이내에서 만족되었다. 출구의 공기온도는 시편 및 공기유량에 따라 40.4°C-53.8°C의 값을 보였으며, 후류 단면에서의 온도차는 약 0.6°C-2.0°C이었다. 측정된 공기의 온도를 단면 평균하여 입출구의 공기온도차를 산출하였다.

실험은 일정한 고온으로 유지되는 온수를 고온수조에 공급하고 정해진 공기유량을 시험부에 통과시키며 시작된다. 열전대에서 얻은 온도의 시간적 변화를 확인하여 실험조건이 열적인 정상상태에 도달한 후 데이터 기록장치 (Yokogawa DR230)로 입출구의 공기온도와 벽면온도를 기록하였다.

3. 실험시편과 데이터의 처리

본 연구에서 사용한 다공편은 알루미늄 합금 6101로 만든 발포금속이다. 다공편은 Table 1에 표시된 것처럼 다공도 $\epsilon=0.92$ 에 대해 10 PPI, 20 PPI, 40 PPI(pore per inch)의 기공밀도를 가지고 있으며, 20 PPI의 기공밀도에 대해서는 4가지의 다공도, $\epsilon=0.89, 0.92, 0.94, 0.96$ 을 가지고 있다. 다공편의 단위부피당 표면적비 β 는 기공밀도가 증가할수록 또는 다공도가 감소할수록 증가한다. 다공편의 침투율 K 는 기공밀도가 증가할수록 유동의 저항이 증가함

으로 감소하게 된다. 20 PPI 다공핀의 다공도에 따른 침투율의 변화는 $\varepsilon=0.94$ 에서 최대 값을 가지고 $(1-\varepsilon)^2$ 에 비례하는 형태를 보이고 있다. 이것은 다공핀의 다공도의 변화에 따른 미소적인 관점에서의 기공형상의 변화 때문이다⁽⁹⁾. 다공핀의 침투율은 다공핀의 압력손실량을 직접 측정함으로써 구할 수 있다. 다공핀의 유효열전도도는 다공도의 감소에 따라 선형적으로 증가하고 기공밀도에는 거의 영향을 받지 않았다⁽¹⁰⁾.

알루미늄 발포금속의 다공핀으로서의 압력손실과 열전달 특성을 고찰하기 위해 다음과 같이 마찰계수와 수정 j-계수를 정의하였다.

$$f = \frac{A_c}{A_o} \frac{2\rho\Delta P}{G_c^2} \quad (1)$$

$$j^* = \frac{\eta_s h}{G_c C_p} Pr^{2/3} = \eta_s j \quad (2)$$

식(1)에서 입출구의 압력손실계수는 무시하였다⁽¹¹⁾. A_c 는 다공핀의 최소 자유유동 단면적, $A_c = \varepsilon A$ 이며 A 는 다공핀의 입구 단면적 $A = WH$ 이다. 또 A_o 는 다공핀의 총표면적 $A_o = A_f + A_b$ 이며 A_f 는 핀의 표면적, A_b 는 베이스 표면적이다. ρ 는 공기의 밀도, ΔP 는 압력손실량이다. G_c 는 질량유속이다.

식 (2)의 수정 j-계수는 일반적인 루버핀과의 열적 성능비교를 위해 핀의 표면효율 η_s 를 포함하고 있다. 이는 다공핀의 표면 효율을 해석적으로 구하기 어렵기 때문이다. 따라서 이미 알려진 루버핀의 표면효율값을 기존의 j-계수 상관식에 곱하여 비교하였다⁽¹²⁾. 루버핀의 표면효율 η_s 는 다음과 같이 구할 수 있다.⁽¹³⁾

$$\eta_s = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f) \quad (3)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (4)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{kt}} \quad (5)$$

여기서 핀길이 $l = h/2 - t$ 이고 t 는 핀두께, k 는 핀의 열전도도이다. 이에 따라 구해진 본 실험에 사용된 루버핀의 표면효율은 0.93-0.98 이었다.

공기측의 대류열전달 특성을 나타내는 열전달계

수 h 는 접촉열저항을 무시하면 전체 에너지 평형식으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\eta_s h = U = \frac{G_c C_p \Delta T}{A_o \Delta T_m} \quad (6)$$

다공핀의 본 모델에서 $\eta_s h$ 는 총괄 열전달계수 U 와 동일하다. 식 (6)에 의해 식 (2)의 수정 j-계수는 다음과 같이 정리된다.

$$j^* = \frac{A}{A_o} \frac{\Delta T}{\Delta T_m} Pr^{2/3} \quad (7)$$

여기서 ΔT 와 ΔT_m 은 각각 입출구 공기온도차와 대수평균온도차를 의미하며 다음과 같다.

$$\Delta T = T_o - T_i \quad (8)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T}{\ln[(T_w - T_i)/(T_w - T_o)]} \quad (9)$$

여기서 T_i , T_o , T_w 는 각각 입출구의 공기온도 및 벽면온도이다.

본 실험의 불확실도는 Kline과 McClintock⁽¹⁵⁾의 방법을 이용하여 산정하였다. 다공핀의 다공도와 표면적의 불확실도는 약 1.1%, 압력강하 및 질량유속의 불확실도는 95% 신뢰구간에서 각각 2.8%와 1.5%로 나타났으며, 온도차 ΔT 와 ΔT_m 의 불확실도는 각각 0.6%와 2.0%이었다. 따라서 마찰계수의 불확실도는 약 4.6%이고 수정j-계수의 불확실도는

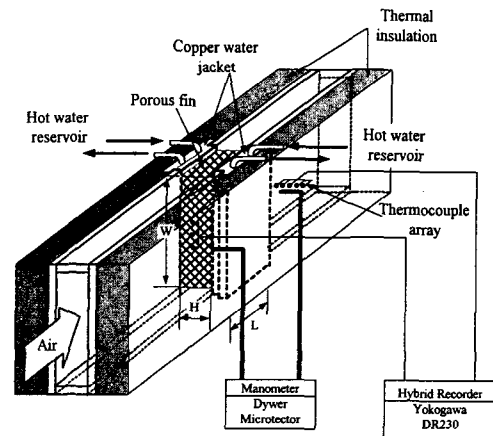


Fig. 2 Experimental apparatus.

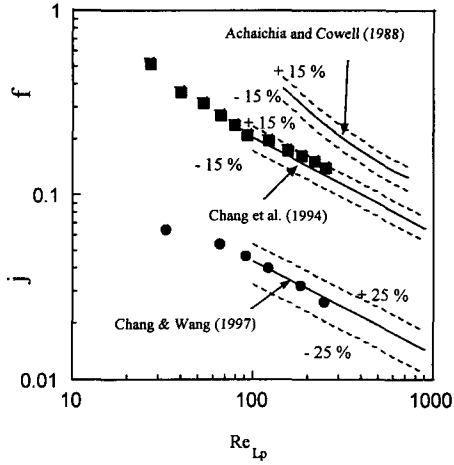


Fig. 3 Comparison of the f - and j -factors for the present louvered fin with the previous correlations.

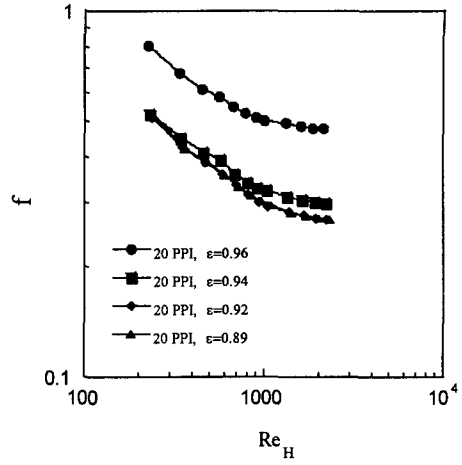


Fig. 5 Effect of porosity on the friction factors of the porous fin.

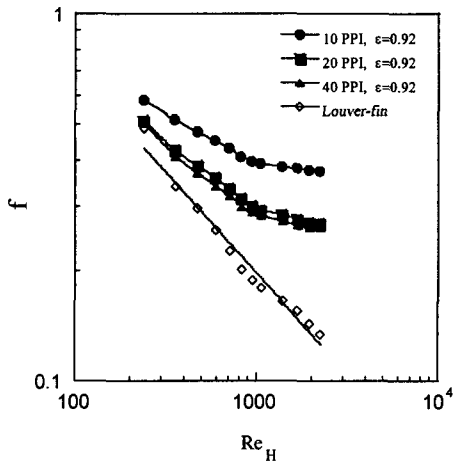


Fig. 4 Effect of pore density on the friction factors of the porous fin.

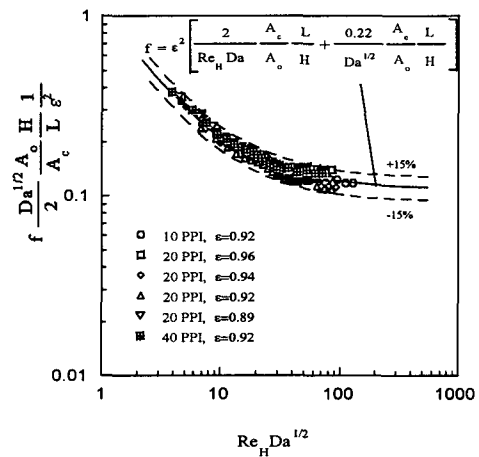


Fig. 6 Friction factor correlation of the porous fin.

약 2.4%이다.

4. 실험결과 및 고찰

다공핀에 대한 결과를 고찰하기 전에 실험장치의 신뢰성을 검증하기 위하여 기존의 상용 루버핀을 이용한 마찰계수와 j -계수를 측정하고 이 결과를 기존의 루버핀에 대한 상관식^{(3),(12),(14)}과 비교하였다. 본 연구에 사용된 루버핀은 루버피치 1.0 mm, 루버 길이 8.0 mm, 핀높이 9.0 mm, 핀피치 1.88 mm, 유동깊이 26 mm, 핀두께 0.1 mm이고 루버핀의 단위

부피당 표면적비 β 는 $1320 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 이었다.

Fig. 3에서 볼 수 있듯이, 본 실험에서 측정된 루버핀의 마찰계수는 Achaichia와 Cowell⁽¹⁴⁾의 상관식보다는 비교적 낮고, Chang et al.⁽³⁾의 상관식과는 잘 일치하는 특성을 나타내고 있다. 두 상관식 모두 레이놀즈수에 대한 마찰계수의 변화경향은 매우 유사하다. 또한 본 실험에서 측정된 루버핀의 j -계수는 기존의 상관식⁽¹²⁾과 잘 일치하고 있다. 따라서 본 연구의 실험장치와 방법이 평판관-핀 열교환기용 핀의 성능평가에 적합함을 확인할 수 있었다.

Fig. 4는 레이놀즈수의 변화에 따른 다공핀의 마

찰계수를 보이고 있다. 다공핀의 다공도는 0.92이다. 성능평가를 위해 Fig. 3에서 사용된 루버핀을 선택하여 동일한 조건의 실험을 통해 마찰계수를 구하여 서로 비교하였다. 레이놀즈수가 증가할수록 마찰계수는 점차적으로 감소하였다. 침투율이 큰 10 PPI 다공핀의 마찰계수는 20 PPI, 40 PPI의 경우보다 크게 나타났다. 이것은 기공밀도가 커질수록 단위부피당 표면적이 증가하여 마찰계수는 상대적으로 작게 나타나기 때문이다. 본 실험에서 고려한 레이놀즈수 영역에서는 다공핀의 마찰계수가 루버핀보다 25~50% 높게 나타나고 있다.

압력손실에 미치는 다공도의 영향을 Fig. 5에서 보이고 있다. 기공밀도는 다공도의 변화에 관계없이 모두 20PPI로 고정된 시편을 사용하였다. 다공도가 0.96인 다공핀의 마찰계수가 가장 높게 나타났고 다공도가 0.96보다 작은 다공핀의 마찰계수는 거의 비슷한 값을 보이고 있다. 이는 Table 1에서 언급한 것처럼, 본 실험에서 사용된 다공핀이 다공도의 증가에 따라 체적당 표면적비는 선형적으로 감소하고 침투율은 다공도 0.94에서 최대값을 갖는 2차함수 형태를 보이기 때문에 다공도 0.96에서 마찰계수가 상대적으로 크게 나타난 것이다.

Fig. 4와 Fig. 5의 결과로부터 다공핀의 마찰계수에 대한 상관식을 구하기 위해 무차원수 $Da^{1/2}$, A_c/A_o , L/H 를 사용하였다. 이를 통하여 다공핀의 마찰계수는 Fig. 6과 같이 최대 약 15%의 오차를 가진 다음과 같은 상관식으로 표현할 수 있다.

$$f = \frac{2\epsilon^2}{Re_H Da} \frac{A_c}{A_o} \frac{L}{H} + \frac{0.22\epsilon^2}{Da^{1/2}} \frac{A_c}{A_o} \frac{L}{H} \quad (10)$$

여기서 Da 는 다아시수, K/H^2 이다. 한편, 다공핀이 국소 체적 평균된 연속체라고 가정하면 위의 마찰계수 정의는 핀이 아닌 다공성 물질로 채워진 채널 내의 압력손실특성으로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{(\Delta P/L)H}{\rho U_i^2} = \frac{1}{\epsilon Re_H Da} + \frac{0.105}{Da^{1/2}} \quad (11)$$

흥미롭게도 위의 상관식은 다공성물질내 유동해석을 위한 관성계수 0.105의 확장-다아시모델 (Forchheimer-extended Darcy model)과 일치하는 형태를 보이고 있다⁽⁴⁾.

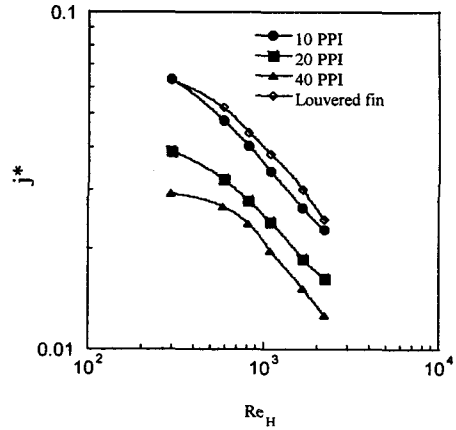


Fig. 7 Effect of pore density on the modified j-factors of the porous fin.

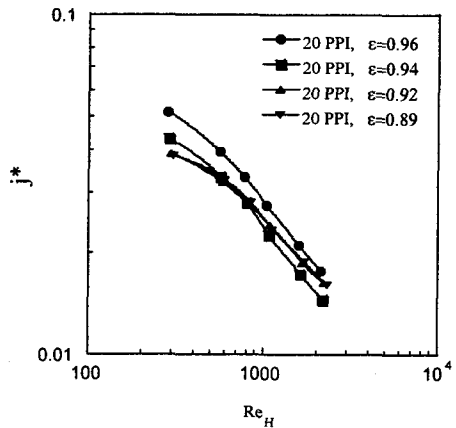


Fig. 8 Effect of porosity on the modified j-factors of the porous fin.

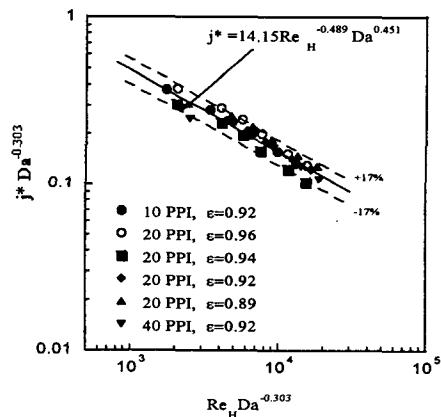


Fig. 9 Modified j-factor correlation of the porous fins.

Fig. 7은 레이놀즈수의 변화에 대한 수정 j-계수와 다공핀의 기공밀도와의 관계를 보이고 있다. 다공도는 0.92로 고정되어 있다. 레이놀즈수가 증가하면 수정 j-계수는 감소하며 기공밀도가 작아질수록 수정 j-계수의 값은 증가함을 알 수 있다. 기공밀도 10 PPI인 다공핀의 j-계수는 기존의 루버핀과 유사한 값을 보이고 있다.

Fig. 8은 기공밀도가 20 PPI인 다공핀의 다공도 변화가 수정 j-계수에 미치는 영향을 나타내고 있다. 수정 j-계수는 다공도 0.96에서 가장 높게 나타났으며 다공도가 낮은 핀은 작은 수정 j-계수를 보이고 있다. 이것은 다공도의 증가에 따른 다공핀의 표면적과 유효열전도도 변화의 영향으로 판단된다.

다공핀의 열전달 특성을 나타내는 수정 j-계수에 대한 상관식을 얻기 위해 무차원 변수인 다아시수를 도입하였다. Figs. 7과 8의 수정 j-계수를 다아시수를 통해 변환하면 Fig. 9와 같이 레이놀즈수 280-2300의 영역에서 최대 약 17%의 오차를 보이는 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$j^* = 14.15 Re_H^{-0.489} Da^{0.451} \quad (12)$$

식 (12)은 알루미늄 발포금속으로 이루어진 다공핀의 열전달 특성이 다공핀의 침투율과 유량으로부터 예측될 수 있음을 의미한다. 또한 위의 상관식은 기존 열교환기의 열전달 특성을 나타내는 수정 j-계수와 수학적으로 동일한 형태를 보이고 있다.

$$j^* = C Re^m \cdot \lambda^n \quad (13)$$

여기서 λ 는 핀의 기하학적 형상과 관련된 핀계수 (finning factor)이다. 따라서 다공핀의 무차원 수인 다아시수는 기존의 열교환기에서 핀의 기하학적 형상과 유동형태의 영향을 의미하는 핀계수 (finning factor)와 같다고 생각할 수 있다

열교환기의 밀집도는 최근의 밀집형 열교환기에서 매우 중요한 설계요소가 되고 있다. 따라서 부피계수 (volume goodness factor)를 도입하여 다공핀의 성능을 평가하였다. 다공핀의 단위부피당 공기측 성능은 $\eta_s h \beta$ 이며 단위부피당 압력손실에 따른 에너지 소비량은 다음과 같이 평가할 수 있다⁽¹¹⁾.

$$E\beta = \frac{U_i A_i P}{A_o} \frac{A_o}{V} \quad (14)$$

Fig. 10은 다공도 0.92인 다공핀의 공기측 열전달 성능인 $\eta_s h \beta$ 와 압력손실에 따른 에너지 소모율 $E\beta$ 의 관계를 보이고 있다. 압력손실에 따른 에너지 소모율 $E\beta$ 값이 증가함에 따라 다공핀의 공기측 열전달 성능인 $\eta_s h \beta$ 값도 증가하고 있다. 또한 같은 $E\beta$ 값에서 기공밀도가 커질수록 $\eta_s h \beta$ 값이 증가함을 볼 수 있다. 낮은 $E\beta$ 값 영역에서는 기존 루버핀의 $\eta_s h \beta$ 값이 다공핀보다 높다. 그러나 $E\beta$ 값이 1000보다 큰 영역에서는 40PPI의 다공핀이 기존의 루버핀과 유사한 성능을 보이고 있다.

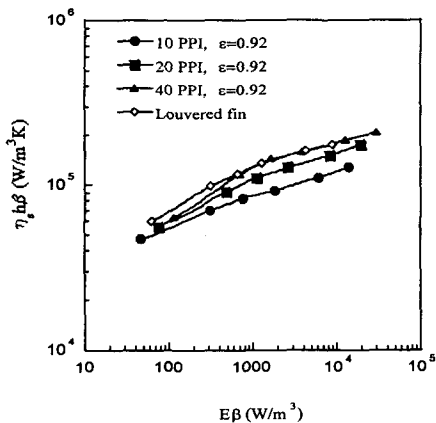


Fig. 10 Effect of pore density on the air-side performance of the porous fin.

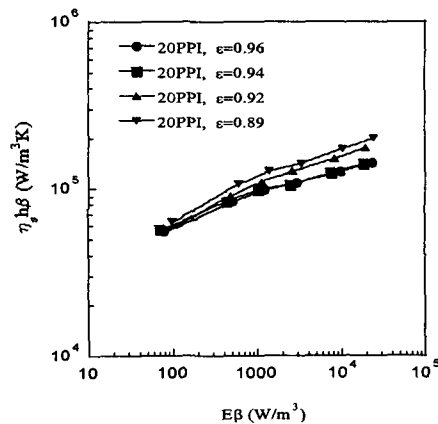


Fig. 11 Effect of porosity on the air-side performance of the porous fin.

다공핀의 압력손실에 따른 에너지 소모율 $E\beta$ 값과 공기측 열전달 성능 $\eta_s h\beta$ 값에 미치는 다공도의 영향을 Fig. 11에 표시하였다. 20 PPI에서 다공도가 감소할수록 $\eta_s h\beta$ 값은 증가하였다. 결과적으로, 열교환기의 밀집도의 관점에서는 칩투율이 작고 다공도가 작은 다공핀이 단위부피당 표면적비의 증가로 인해 유리하였다.

5. 결론

평판관-핀 열교환기의 단순화된 모델에서 다공핀의 영향을 실험을 통해 고찰하였다. 여섯 가지의 다양한 칩투율과 다공도를 가지는 발포알루미늄 다공핀을 사용하여 다공핀의 열전달성능을 평가하였다.

실험결과는 칩투율이 낮은 다공핀이 상대적으로 높은 표면적비로 인해 낮은 마찰계수를 나타내었다. 다공핀의 마찰계수는 기존의 루버핀보다 높은 마찰계수를 보였다. 기공밀도(PPI)가 증가하거나 다공도가 감소하면 다공핀의 수정 j-factor는 감소하게 된다. 본 연구에서 사용한 루버핀의 수정 j-계수는 10 PPI의 다공핀과 유사하게 나타났으며, 압력강하의 측면에서는 루버핀이 유리하였다. 다공핀의 마찰계수 및 수정 j-계수 상관식은 Da 와 기하학적 변수인 A_s/A_o 와 L/H 에 의해 결정되었다. 또한 평판관-핀 열교환기의 밀집도 측면에서 칩투율과 다공도가 비교적 낮은 다공핀이 유리하였다.

후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다. 과제수행에 많은 도움을 주신 장한기술(주) 류해성 사장님께 감사드립니다.

참고문헌

1. Webb, R. L., 1994, Principles of Enhanced Heat Transfer, John Wiley & Sons, Inc.
2. Sahnoun, A. and Webb, R. L., 1992, Prediction of heat transfer and friction for the louver fin geometry, ASME Trans. J. Heat Transfer Vol.114, pp. 893-900.
3. Chang, Y. J., Wang, C. C. and Chang, W. J., 1994, Heat transfer and flow characteristics of automotive brazed aluminum heat exchangers, ASHRAE Trans. Vol. 100(2), pp. 643-652.
4. Kaviany, M., 1991, Principles of Heat Transfer in Porous Media, Springer-Verlag, New York.
5. Hunt, M. L. and Tien, C. L., 1988, Effects of thermal dispersion on forced convection in fibrous media, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 31, pp. 301-309.
6. Hadim, A., 1994, Forced convection in a porous channel with localized heat sources, ASME Trans. J. Heat Transfer Vol. 116, pp. 465-472.
7. Huang, P. C. and Vafai, K., 1994, Analysis of forced convection enhancement in a channel using porous blocks, J. Thermophys. Heat Transfer, Vol. 8, pp. 563-573.
8. Sung, H. J., Kim, S. Y. and Hyun, J. M., 1995, Forced convection from an isolated heat source in a channel with porous medium, Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 16, pp. 527-535.
9. ERG Duocel aluminum foam catalog, 1995, Energy Research and Generation, Inc. Oakland, CA.
10. Paek, J. W., Kang, B. H., Kim, S. Y. and Hyun, J. M., 1999, Measurement of effective thermal conductivity and permeability on aluminum foam metal, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, pp.185-192.
11. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill, New York.
12. Chang, Y.-J. and Wang, C.-C., 1997, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 40, pp. 533-534.
13. McQuiston, F. C. and Parker, J. D., 1994, Heating, Ventilating, and Air-conditioning Analysis and Design, John Wiley and Sons, New York.
14. Achaichia, A. and Cowell, T. A., 1988, Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces, Exp. Thermal and Fluid Sci. Vol. 1, pp. 147-157.
15. Figliola, R. S. and Beasley, D. E., 1995, Theory and Design for Mechanical Measurements, John Wiley and Sons, New York.