

평판-휨 열교환기에서 휨의 고효율화

*김서영, 강병하

한국과학기술연구원 열유동제어연구센터

High-Performance Fins in Plate-Fin Heat Exchangers

*Seo Young Kim and Byung Ha Kang

Thermal/Flow Control Research Center, KIST

요 약

평판-휨 열교환기의 성능향상을 위한 신형 다공휨의 압력강하 및 열전달 특성을 실험적으로 고찰하였다. 실험은 평판-휨 열교환기의 단순한 모델에 대해 수행되었으며, 다공휨은 세 가지 침투율이 다른 알루미늄합금 발포금속으로 제작되었다. 다공휨과 기존의 휨들 사이의 성능비교가 이루어졌으며, 다공휨을 이용하여 평판-휨 열교환기의 성능을 크게 향상시킬 수 있음을 알았다. 압력강하 및 열전달계수는 다공휨의 침투율에 의해 크게 영향받았다. 또한 실제 평판-휨 열교환기의 설계를 위한 다공휨의 열전달 상관식이 제시되었다.

Abstract - The present experimental study investigates the impact of porous fin on the pressure drop and heat transfer in a state-of-the-art plate-porous fin heat exchanger. Systematic experiments have been carried out in a simplified model of plate-porous fin heat exchanger at the controlled test environment. The porous fins are made of aluminum-alloy foam materials with several permeabilities and a high porosity. Comparison of performance between the porous fins and the conventional fins is made. The experimental results show that the porous fins can enhance the performance of plate-fin heat exchanger, compared with the conventional louvered fins. The simple correlations of friction factor and j -factor for porous fins are also given for future design purpose.

1. 서 론

열 관련 산업의 수많은 공정 상에는 유체사이의 열교환이 필수적으로 수반되며, 효과적인 열교환을 수행하여 열시스템의 효율을 높이고자 개발된 것이 열교환기이다. 열교환기는 용도에 따라 여러 가지 형태가 존재하며 그 중에서도 가정용 에어컨과 자동차의 엔진 냉각시스템 및 자동차 실내 공조시스템 등과 같이 기체 (외부공기)와의 열교환이 필요할 경우에는 공기 측에 넓은 열전달 면적의 흰(fin)을 사용한 고밀도 열교환기(compact heat exchanger)가 사용되고 있다. 고밀도 열교환기는 단위체적당 열전달면적이 약 $1000\text{m}^2/\text{m}^3$ 이상으로 현재 소형, 경량화 추세에 있는 공조시스템에 적합한 열교환기로서 Fig. 1에서 볼 수 있는바와 같이 오프셋 스트립 흰, 루버드흰, 스크린 메쉬 등을 이용한 열교환기가 이에 속한다.

공기 측에 고밀도 흰이 사용되는 대표적인 열교환기로는 평판-흰 열교환기(plate-fin heat exchanger)와 흰-관 열교환기(fin-and-tube heat exchanger)를 들 수 있으며, 지금까지 공조시스템의 대부분은 흰-관 열교환기가 주로 사용되어 왔다. 그러나 최근에 소형화 및 경량화가 요구되는 팩키지 에어컨이나 자동차용 공조시스템에는 평판-흰 열교환기가 흰-관 열교환기를 대체하여 가고 있는 추세에 있다. 평판-흰 열교환기는 Fig. 2에 보이는 바와 같이 크게 헤더, 평판관, 흰으로 구성되며, 평행한 다열 평판관(flat tube) 사이에 고밀도의 흰이 부착된 형태로 되어 있다. 액체 (물이나 냉매)는 헤더(header)를 통해 유입되어 다열의 평판관을 평행하게 흐르고 이때 평판관에 융착되어 있는 흰(fin)을 통하여 흰에 수직으로 유입되는 공기 측과 열전달을 수행하게 된다. 헤더, 평판관, 흰은 모두 알루미늄합금으로 이루어져 있으며 클래딩(cladding)이 되어있는 부품들을 조립한 후에 고온의 로(furnace)에서 브레이징(brazing)하여 생산되고 있다.

평판-흰 열교환기의 장점으로는 유동방향이 열교환기의 흰에 수직으로 유입되므로, 평판관면을 지나는 유동은 고전적인 평판유동과 흡사한 유동형태를 이루어 평판관의 후부에서 와류에 의해 발생하는 압력손실을 상당히 감소시킬 수 있다. 또한 액체가 흐르는 평판관과 공기 측의 흰 사이의 접촉이 브레이징에 의한 금속간 결합으로 기존의 확관에 의한 기계적 접촉방식보다 접촉저항을 크게 줄일 수 있어 높은 UA값을 얻을 수 있으며, 알루미늄 합금만으로 이루어진 부품을 사용하므로 소재의 재활용측면에서도 유리하다. 또한 매우 작은 수력직경의 평판관들을 사용하여 열교환기의 내부체적의 감소가 가능하므로 사용 냉매량과 열교환기의 크기를 크게 줄일 수 있어 소형, 경량화 추세에 적합한 열교환기이다.

평판-흰 열교환기에서는 액체 측에 비해 기체 측의 열전도계수가 현격히 낮기 때문에 기체 측에 넓은 열전달면적을 갖는 오프셋 스트립흰, 파형흰 및 루버드흰 등이 사용된다. 이러한 종류의 흰들은 고효율 열교환기의 주요 성능감소 요인인 공기측 열저항을 감소시키는 효과를 가지며 [1], 오늘날, 루버드흰이 이러한 여러 종류의 흰 중에서 열

전달과 압력강하의 양측면에서 고려할 때 가장 효율적인 핀으로 알려져 있다. 그렇지만, 루버드핀은 제조공정이 복잡하고 기계적인 강도가 낮은 결점을 가지고 있다. 결국 낮은 압력강하, 높은 열교환성능, 기계적인 강도 및 단순한 제조공정을 갖는 새로운 고효율 열교환기의 개발이 요구되고 있다.

이러한 필요에 의해 본 논문에서는 발포 알루미늄으로 만들어진 다공핀으로 기존의 루버드핀을 대체할 수 있는 가능성에 대해 관심을 두었다. 이는 다공성 물질의 아주 큰 비표면적과 유체 혼합효과 (tortuosity)에 의한 열전달성능 향상이 기대되기 때문이다. 다공핀은 루버드 핀보다 기본적으로 유로의 복잡성 때문에 유동방향의 유체 혼합현상을 증가시킨다. 또한 다공핀은 제조공정이 단순하고 구조적인 강도가 우수하다 [2]. 그러므로 다공핀을 평판-핀 열교환기에 적용하면 열교환기의 총합열전달계수를 증가시킬 것으로 예상된다. 다공핀의 영향을 자세히 관찰하기 위하여 Fig.3과 같은 단순한 형태의 실험 모델을 선정하였다. 실험에 사용된 다공핀은 세 가지의 침투율을 갖고 있으며, 그 재질은 알루미늄 합금 (Al-6101)이고, 다공도는 92%로 동일하다. 다공핀이 놓인 채널의 위면을 항온조를 이용하여 등온으로 유지하고 다공핀 상하류 및 벽면의 온도를 측정함으로써 다공핀의 전체적인 열전달 성능을 고찰하였다.

2. 실험장치 및 방법

다공핀의 열전달성능 실험을 위한 실험장치의 개략도를 Fig.4에 도시하였다. 실험에 사용된 채널의 높이 및 너비는 각각 9mm 및 90mm이며, 실험시편은 높이, 너비 및 길이가 각각 9mm, 90mm 및 188mm이다. 압력 탭은 시험부의 상류와 하류에서 각각 5mm 떨어진 곳에 설치하였다. 일방향유동을 만들기 위한 유동정류기 (flow straightener)는 시험부 상류 50mm전방에 설치하였다. 채널의 출구는 대기에 노출시켰으며, 입구는 유량계를 통과한 압축공기를 calming chamber를 경유시켜 시험부로 유입시켰다. 본 실험의 입구에서의 단면평균속도는 약 1.1~5.4m/s이며, 이를 채널의 높이를 기준으로 한 Reynolds수로 환산하면 570~2800정도이다. 시험부 양단의 압력차는 경사압력계로 측정하였다.

시험부의 상부는 항온조에서 공급되는 고온의 물을 고온수조에 공급함으로써 등온 조건을 만족시켰으며, 시험부와 고온수조 사이의 접촉열저항을 줄이기 위하여 여섯 개의 클램프를 사용하여 밀착시켰다. 고온수조와 시험부 사이에 세 개의 T-type 열전대를 삽입하여 등온이 유지되는 지를 확인하였으며, 다른 채널벽면들은 단열시켰다. 시험부 출구의 체적온도를 측정하기 위하여 높이 방향으로 다섯 개의 T-type 열전대를 시험부 하류 10mm 지점에 배치하였다.

실험은 먼저 고온수조를 등온으로 유지시킨 후에 채널입구에서 공기를 공급하여 실시하였다. 정상상태가 될 때까지 데이터획득장치 (Yokogawa DR230)로 온도의 변화과정을 관찰하고, 정상상태가 된 후에 압력과 온도를 기록하였다.

3. 실험결과 및 고찰

본 실험에 사용된 다공현의 재질은 알루미늄 발포금속이며, 다공도는 0.92로 일정하다. 다공현의 공극밀도(pore density)는 Fig.5에 나타낸 바와 같이 10, 20 및 40 PPI (pore per inch)이며, 앞으로 이것을 각각 (A), (B) 및 (C)로 지칭하겠다. 다공현의 침투율을 공극밀도의 증가 순서로 Table 1에 표시하였다.

Table 1 Flow parameters for porous fin

Porous fin	(A)	(B)	(C)
Materials	Al-6101	Al-6101	Al-6101
Porosity, ϵ	0.92	0.92	0.92
Pore density (PPI)	10	20	40
Permeability, $K[m^2]$	1.04×10^{-7}	0.76×10^{-7}	0.51×10^{-7}
Darcy number, $Da=K/H^2$	1.3×10^{-5}	9.4×10^{-4}	6.3×10^{-4}

다공현의 압력강하 및 열전달성능을 평가하기 위하여 f -factor와 Colburn j -factor를 아래와 같이 정의하였다.

$$f = \frac{(\Delta p/L) \cdot H}{\rho U_i^2} \quad (1)$$

$$j = \frac{h}{\rho c_p U_i} \cdot Pr^{2/3} \quad (2)$$

여기서 H 와 L 은 Fig.3에 보인 바와 같이 각각 시험부의 높이 및 길이이다. ρ 와 c_p 는 각각 공기의 밀도 및 비열이다. h 는 아래의 식으로 정의된 평균 대류열전달계수이다.

$$h = \frac{\rho c_p U_i A_f \Delta T}{A_w \Delta T_m} \quad (3)$$

여기서 A_f 및 A_w 는 각각 다공현의 전단면적 및 시험부 상부벽면의 면적이다. 입구와 출구측의 온도차 ΔT 와 대수평균온도차 ΔT_m 은 각각 아래의 식으로 정의된다.

$$\Delta T = T_o - T_i \quad (4)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T}{\ln[(T_w - T_i)/(T_w - T_o)]} \quad (5)$$

여기서 T_i , T_o 및 T_w 는 각각 입구측, 출구측 및 고온등온 벽면의 온도이다.

Fig.6는 다공환을 지나는 단위길이당의 압력강하량 $\Delta P/L$ 을 Reynolds수 Re 의 함수로 표현한 것이다. 이 때 Reynolds수 Re 는 핀의 높이 H 를 기준으로 정의하였다. 단위길이당 압력강하량 $\Delta P/L$ 는 Reynolds수 Re 가 증가함에 따라 증가한다. 침투율이 작은 다공환 (C)의 압력강하량의 증가폭이 다른 다공환보다 크다. 다공환 (C)의 단위길이당 압력강하 $\Delta P/L$ 는 다공환 (A)의 단위길이당 압력강하보다 약 59% 높다. 이것은 침투율이 작은 다공환 (C)의 경우 공극의 지름이 작아서 유동저항이 증가하기 때문이다. 단위길이당의 압력강하 $\Delta P/L$ 는 $C_f Re^n$ 에 비례하는데 여기서 n 의 값은 다공환 (A)는 1.77, (C)는 1.74정도이다. 또한 C_f 은 0.0056에서 0.0183 정도의 값을 갖는다.

Fig. 7는 마찰계수 f 를 Reynolds수 Re 의 함수로 나타낸 것으로 Re 가 증가할수록 f 는 감소한다. 동일한 Reynolds수에서 침투율이 높은 다공환 (A)의 f 값이 다른 다공환 (B), (C)의 f 값보다 낮으며 이는 다공환 (A)의 공극이 크기 때문이다. 본 실험에서 측정 한 마찰계수 f 의 불확실성은 약 10.7%이다. Fig.7의 데이터를 $fDa^{1/2}$ 와 $ReDa^{1/2}$ 의 무차원변수를 이용하여 변환하여, 다공환의 마찰계수의 상관식을 구했고, 이를 Fig.8에 도시하였다. 변환식은 니켈 발포금속으로 유동실험을 한 Beavers와 Sparrow [3]의 결과와 잘 일치한다. 본 실험에서 사용된 다공환의 마찰계수 f 상관식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$f = \frac{1}{Re \cdot Da} + \frac{C_E}{Da^{1/2}} \quad (6)$$

여기서 Da 는 Darcy수로서 K/H^2 으로 정의된다. 본 실험에서 사용된 세 가지 다공환들의 관성계수 C_E 는 0.1 부근의 값을 보였다.

단면평균속도 U 의 함수로서 평균 대류열전달계수 h 를 Fig.9에 도시하였다. 단면평균속도 U 가 증가하면 평균 대류열전달계수 h 도 증가한다. 침투율이 낮은 다공환 (C)에서 열전달계수의 증가가 두드러지게 나타난다. 이것은 침투율이 낮은 다공환에서 비표면적이 크고 이것이 열전달계수의 증가에 큰 영향을 미치기 때문이다. 다공환의 열전달 계수는 루버드핀 (louvered fin) [4], 오프셋 스트립핀 (offset strip fin) [5] 및 콘벡스 스트립핀 (convex strip fin) [6] 등의 열전달 계수보다 높게 나타났다. 본 실험에서 h 의 불확실성은 약 9.5%였다.

Fig. 10은 다공환의 j -factor를 Reynolds수 Re 에 대해 나타낸 것으로 Re 가 증가하면 j -factor는 감소함을 보이고 있다. Fig.7에서 예상할 수 있듯이 다공환의 침투율이 감소하면 j -factor는 상당히 증가된다. 다공환의 j -factor는 루버피치 L_p 가 1.0mm인 루버드 핀의 j -factor보다 31~120% 정도 높았다. 여기서 비교된 루버드핀의 j -factor는 Chang과 Wang [7]가 제안한 상관식을 사용하였고 이는 아래 식으로 표현된다.

$$j = 0.425 Re L_p^{-0.496} \quad (7)$$

$$\text{또는 } j = 0.425 Re^{-0.496} \left(\frac{L_p}{H} \right)^{-0.496} \quad (8)$$

Chang와 Wang [7]은 일반적인 루버드 환의 88.2%의 j -factor가 위 상관식의 25% 오차 내에 포함된다고 언급하였다. 본 실험에서 j -factor의 불확실성은 13.3%이였으므로, 평판-환 열교환기에 본 실험에서 사용된 다공환을 적용할 경우 공기측 열전달을 크게 증가시킬 것이다.

다공환의 j -factor 상관식을 구하기 위하여, jDa'^2 와 $ReDa'^2$ 의 무차원변수를 도입하였다. Fig.10의 데이터를 본 무차원변수에 따라 변환하여 Fig.11에 도시하였고, 이것으로부터 다음과 같은 상관식을 얻을 수 있다. 상관식은 $1000 < Re < 3000$ 의 범위에서 최대 8%의 오차를 갖는다.

$$j = 0.0159 Re^{-0.574} Da'^{-0.787} \quad (9)$$

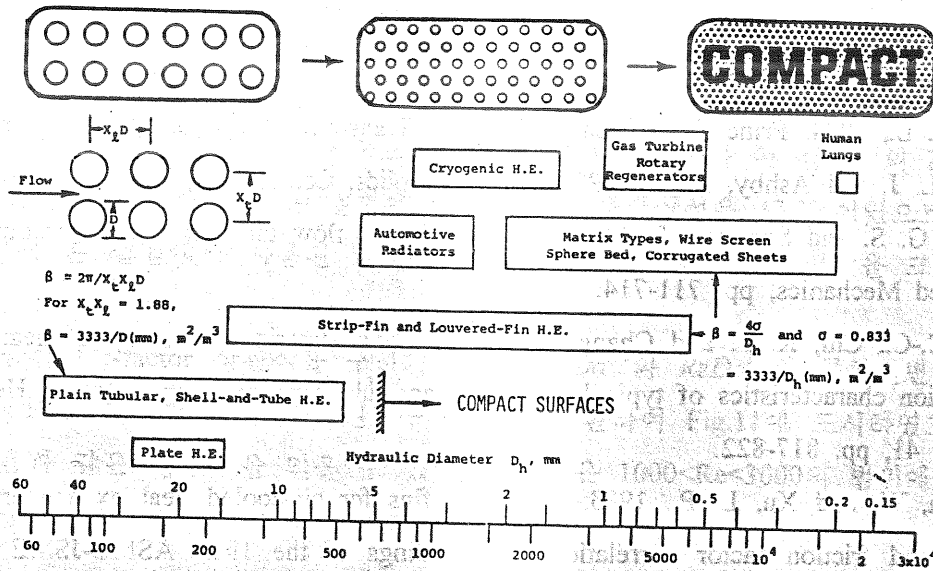
위의 상관식을 얻는데 있어 $Re < 1000$ 인 저속영역에서의 j -factor 데이터는 제외하였는데 이것은 시험부의 길이가 길기 때문에 저속에서 대수평균온도차가 포화되어 더 이상 상승하지 않기 때문이다. 식(9)에 제안한 상관식은 침투율 K 만을 실험적으로 측정하면 알루미늄 다공환의 열전달 성능을 쉽게 예측할 수 있음을 시사하고 있다.

4. 결론

단순화된 평판-환 열교환기 모델에서 세가지 다른 침투율을 갖는 다공환의 열전달 성능에 대해 실험적인 연구를 수행하였다. 실험결과로부터 다공환의 침투율이 낮을 수록 단위길이당 압력강하가 높아짐을 알았다. 다공환의 마찰계수는 Reynolds수가 증가함에 따라 증가하며 마찰계수의 상관식은 기존의 니켈 발포금속에 대한 마찰계수 상관식과 잘 일치하였다. 다공환의 평균 대류열전달계수는 기존의 오프셋 스트립환이나 루버드 환의 대류열전달계수보다도 높게 나타났으며, 침투율이 작아질수록 대류열전달계수는 더욱 상승하였다. Reynolds수가 증가하면 j -factor는 점진적으로 감소하며, 같은 Reynolds수에서 다공환의 j -factor는 일반적인 루버드환의 j -factor보다 31~120%정도 컸다. 또한 무차원변수 Da'^2 를 도입함으로써 알루미늄 다공환에 적용할 수 있는 j -factor상관식을 구하여 제시하였다.

참고문헌

1. Webb, R. L., 1994, Principles of Enhanced Heat Transfer, John Wiley & Sons, Inc.
2. Gibson, L. J. and Ashby, M. F., 1997, Cellular Solids, Cambridge University Press..
3. Beavers, G. S. and Sparrow, E. M., 1969, Non-Darcy flow through fibrous porous media, J. Applied Mechanics, pp. 711-714.
4. Wang, C.-C., Chi, K.-Y. and Chang, Y.-J., 1998, An experimental study of heat transfer and friction characteristics of typical louver fin-and-tube heat exchanger, Int. J. Heat Mass Transfer, 41, pp. 817-822.
5. Nakayama, W. and Xu, L. P., 1983, Enhanced fins for air-cooled heat exchangers - Heat transfer and friction factor correlations, Proceedings of the 1983 ASME-JSME Thermal Engineering conference, 1, pp. 495-502.
6. Hatada, T., Ueda, H., Oouch, T. and Shimizu, T., 1989, Improved heat transfer performance of air coolers by strip fins controlling air flow distribution, ASHRAE Trans., 95, pp. 166-170.
7. Chang, Y.-J. and Wang, C.-C., 1997, A generalized heat transfer correlation for louvered fin geometry, Int. J. Heat Mass Transfer, 40, pp. 533-534.



단위체적당 열전달 면적비 $\beta, \text{m}^2/\text{m}^3$

Fig. 1 Variation of heat transfer area to volume ratio

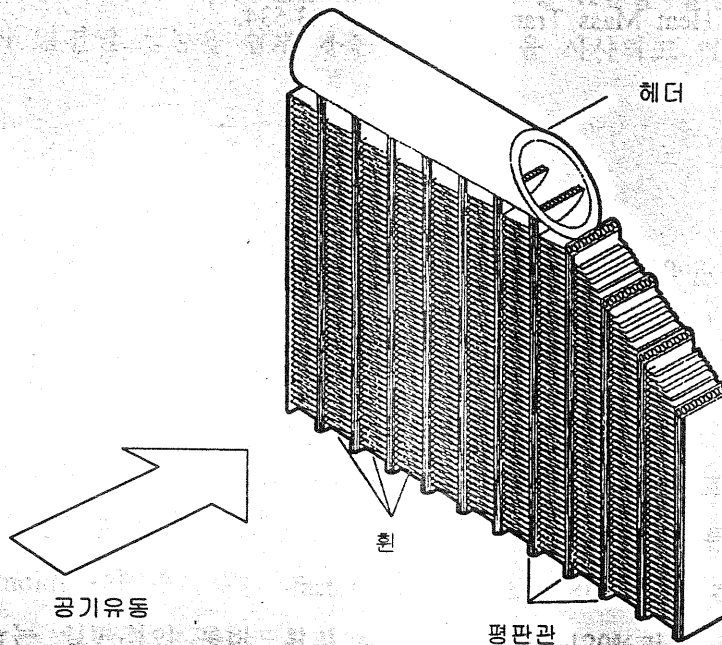


Fig. 2 Plate-fin heat exchanger

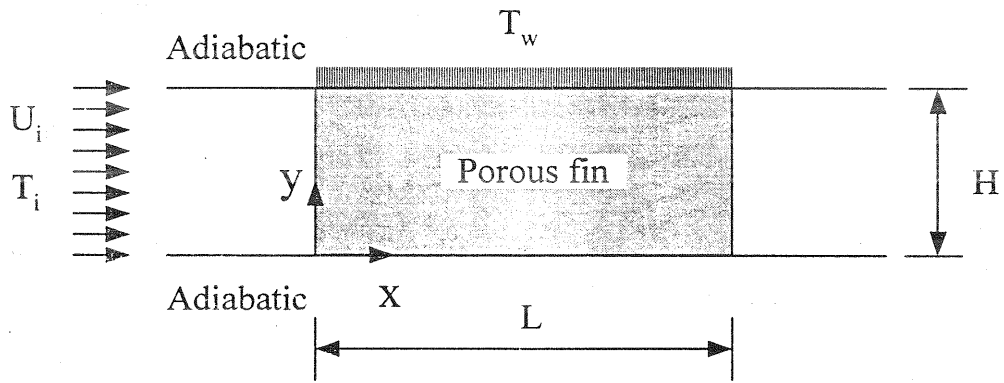


Fig. 3 Schematic configuration.

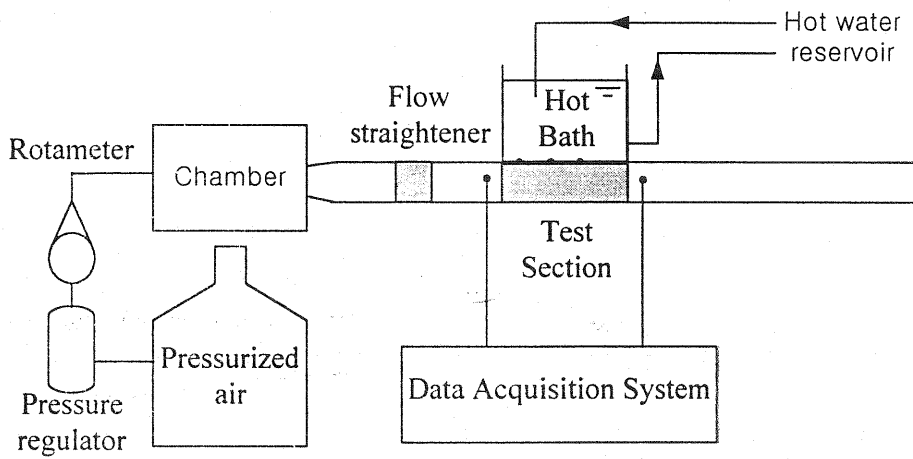


Fig. 4 Experimental setup.

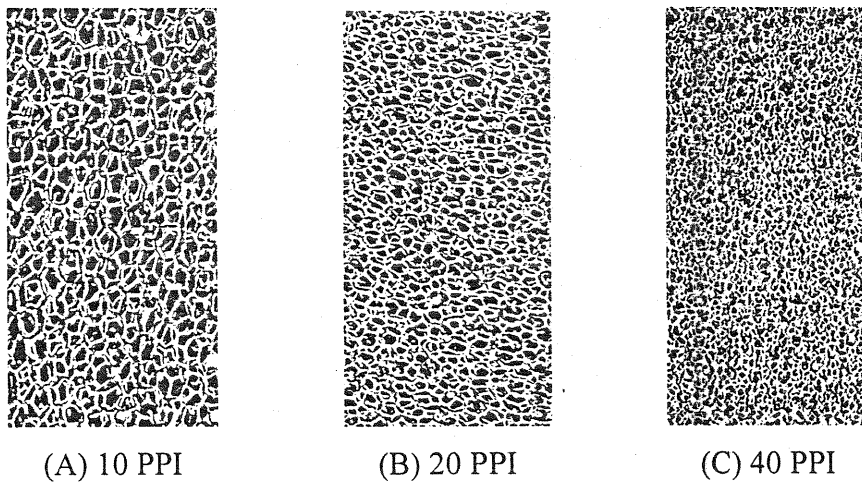


Fig. 5 Test specimens of porous fins.

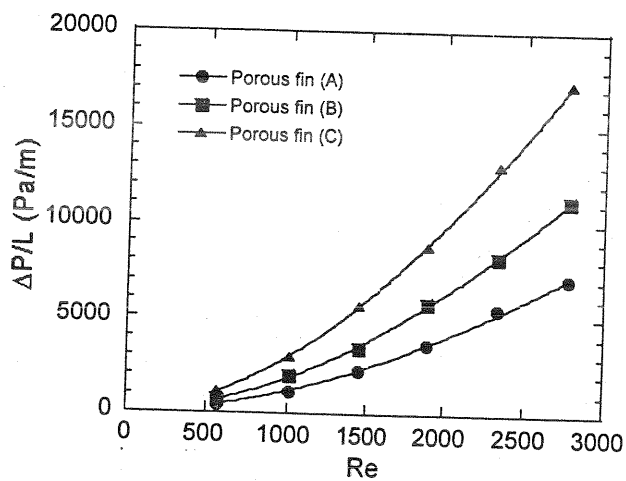


Fig. 6 Pressure drop per unit length of porous fins as a function of Reynolds number.

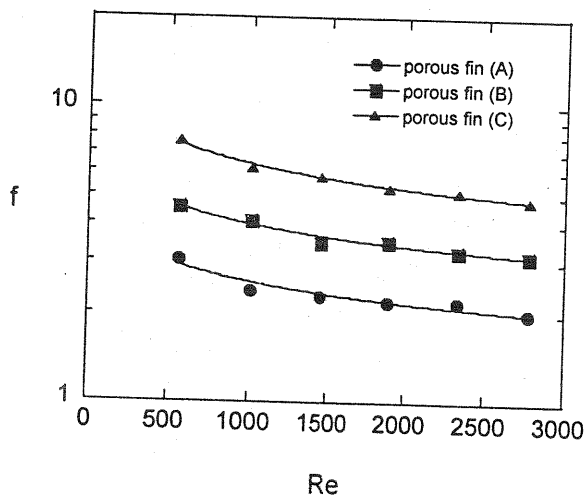


Fig. 7 The friction factors of porous fins as a function of Reynolds number.

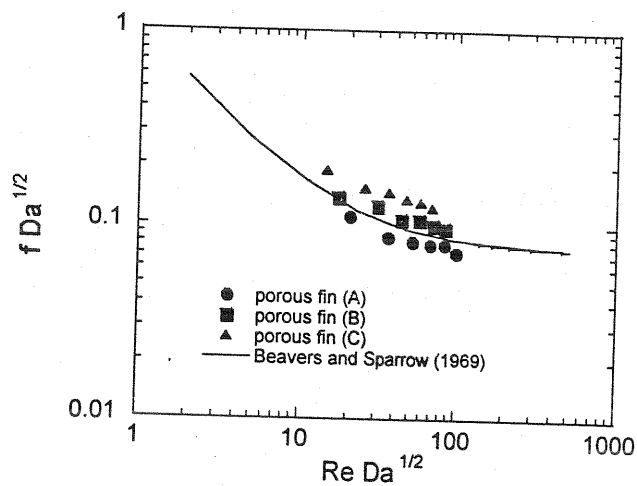


Fig. 8 The modified friction factors of porous fins.

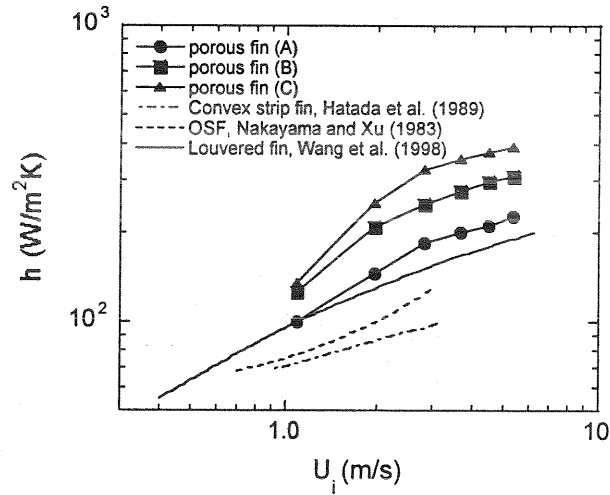


Fig. 9 Average heat transfer coefficients of porous fins as a function of Reynolds number.

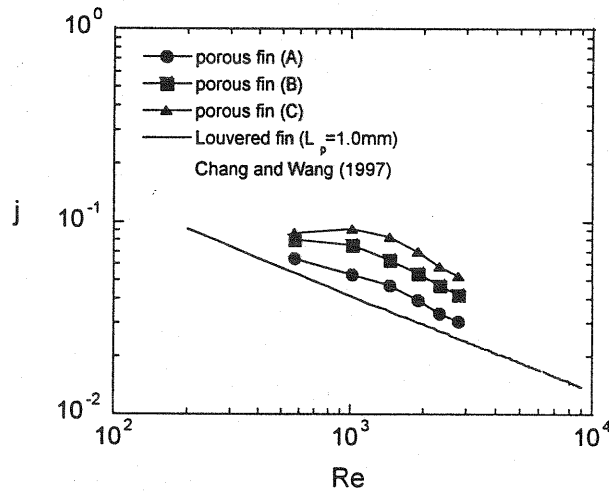


Fig. 10 The j-factors of porous fins as a function of Reynolds number.

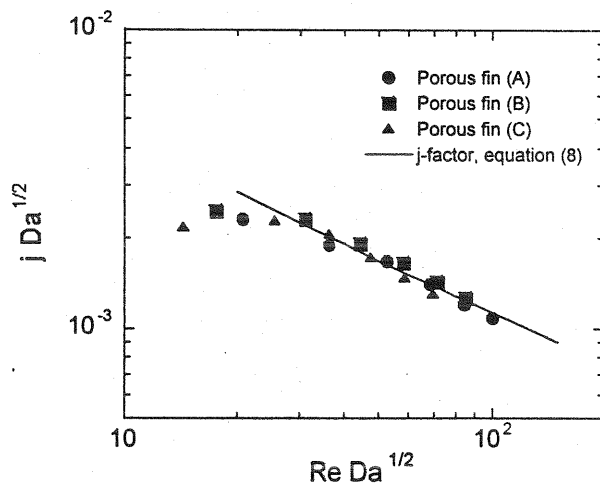


Fig. 11 The modified j-factors of porous fins.