

핀-휀 구조물을 이 용 한 채널의 냉각특성 해석

신 지 영[†], 손 영 석, 이 대 영^{*}

동의대학교 기계공학과, ^{*}한국과학기술연구원

Analysis on the Cooling Characteristics of a Channel with Pin-Fin Structure

Jee-Young Shin[†], Young-Seok Son, Dae-Young Lee^{*}

Department of Mechanical Engineering, Dong-Eui University, Busan 614-714, Korea

^{*}Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea

(Received April 8, 2003; revision received June 19, 2003)

ABSTRACT: Recent trends in the electronic equipment indicate that the power consumption and heat generation in a chip increase as the components are miniaturized and the computing speed becomes faster. Suitable heat dissipation is required to ensure the guaranteed performance and reliable operation of the electronic devices. The aim of the present study is to investigate the forced-convective thermal-hydraulic characteristics of a pin-fin heat exchanger as a candidate for cooling system of the electronic devices. The influence of the structure of the pin-fin assembly on heat transfer is investigated by porous medium model. The results are compared with the experimental data or correlations of several researchers for the heat transfer coefficients for the channel flow with pin-fin arrays. Finally, the effects of design parameters such as the pin-fin diameter and the spacing are examined.

Key words: Cooling characteristics(냉각특성), Pin-fin structure(핀-휀 구조물), Porous media (다공성 매질)

기 호 설 명

a : 단위체적당 표면적의 비 [1/m]
 Bi : Biot 수
 C_E : Ergun 계수
 c_p : 비열 [J/kgK]
 D : 핀 직경 [m]
 H : 채널 높이의 1/2 [m]
 h_i : 틈새열전달계수 [W/m²K]
 h_w : 벽면열전달계수 [W/m²K]

K : 투과율 [m²]
 $k_{f,eff}$: 유체의 유효열전도율 [W/mK]
 $k_{s,eff}$: 고체의 유효열전도율 [W/mK]
 Nu : Nusselt 수
 P : 압력 [Pa]
 Pe : Peclet 수
 q_w : 벽면으로부터의 열유속 [W/m²]
 R : 핀 직경의 피치에 대한 비율
 S : 피치 [m]
 T : 온도 [K]
 T_w : 벽면의 온도 [K]
 u : 유속 [m/s]
 x : 길이방향 좌표 [m]
 y : 높이방향 좌표 [m]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-51-890-1650; fax: +82-51-890-2231

E-mail address: jyshin@dongeui.ac.kr

그리스 문자

ε	: 다공도
χ	: 유체와 고체의 유효열전도율 비
μ	: 점성계수 [Pa · s]
ν	: 동점성계수 [m^2/s]
ρ	: 밀도 [kg/m^3]

하첨자

<i>dis</i>	: 분산
<i>f</i>	: 유체
<i>s</i>	: 고체
<>	: 채널 단면 평균

1. 서 론

전자기기의 소형화, 고밀도화 추세는 부품당 소모전력의 밀도를 높이고 이에 따른 급격한 열발생률의 증가를 초래하기 때문에 효율적인 냉각방법의 개발을 요구한다.⁽¹⁾ 전자기기 내부에서 발생된 열이 주위 냉각유체로 적절히 방출되지 못하면 기기 내부의 온도상승을 유발해 전자부품의 원활한 작동과 성능이 유지될 수 없기 때문이다. 실제로 전자칩의 작동온도가 설계온도보다 10°C 높아지면 칩의 수명이 50% 이상 감소한다는 보고도 있다.⁽²⁾ 특히, 단위면적당 열발생률이 급격히 증가하고 있기 때문에 전자기기의 안정적인 작동을 위해서는 제품의 허용온도를 유지하기 위한 고성능 냉각기술의 개발이 중요한 문제로 대두되고 있다.

고성능 냉각방식이라는 말에는 기존 방식에 비해 많은 열량을 제거할 수 있다는 것 외에도 냉각장치의 소형화라는 개념도 내포되어 있다. 즉, 냉각성능을 향상시키기 위해서 열전달면적을 증가시키는 방법으로는 한계가 있기 때문에 열전달계수를 향상시키는 것도 같이 고려해야 한다는 의미이다.

기존의 전자기기 냉각기술은 열전달 형태와 냉각유체에 따라 전도냉각, 자연대류 또는 강제대류냉각, 액체냉각, 상변화를 이용한 냉각 등의 방식으로 구분할 수 있다.

전도와 대류를 이용하는 방식의 하나인 채널 내에 핀-휀을 삽입하는 방식은 열전달성능이 우수하다고 알려져 있다. 그러나, 핀-휀 구조물은

구조가 복잡하여 내부의 유동 및 열전달현상을 해석하기가 매우 힘들기 때문에 신뢰도가 높은 수치해석 결과를 기대하기가 힘든 형편이고, 실험에 의한 결과를 이론적으로 보완할 수 있는 자료도 매우 부족한 실정이다. 이러한 측면에서 핀-휀 구조물을 다공성 매질로 모사하여 해석하려는 시도가 이루어지고 있다.⁽³⁻⁵⁾

다공성 매질은 부피 대 표면적의 비가 매우 크고 불규칙한 유로구성이 특징으로, 다공성 매질 내 유체유동은 미세한 다공구조를 지나면서 복잡한 3차원 형태를 띠게 된다. 다공성 매질을 열교환기 내에 삽입할 경우 열전달면적 확대와 유동교란에 의한 열전달계수 증가효과를 동시에 얻을 수 있다. 그러나, 컴퓨터의 계산능력이 아무리 발전하여도 다공성 매질과 같은 미세구조에 대한 3차원 유동 및 열전달해석은 현실적으로 불가능하기 때문에, 단순화된 Darcy 방정식을 이용하여 다공성 매질에서의 유동 및 열전달특성을 해석하고 있다.⁽⁶⁻¹⁰⁾

기존의 연구는 다공성 물질 그 자체를 해석하기 위한 연구가 대부분이며, 틸새열전달계수, 투과율 등에 대한 많은 연구들은 수치해석적인 접근을 통해 다공성 물질 내의 유동 및 열전달현상에 접근하려 하고 있다. 또한, 핀-휀을 사용하는 열교환기에 대한 연구는 대다수가 관관을 흐르는 유동에 대한 경험식을 사용하거나, 특정한 핀-휀 배열에 대한 수치해석 또는 실험결과를 상관식으로 표현하는 형태에 그치고 있다. 따라서, 본 연구에서는 핀-휀을 사용하는 열교환기에 대한 일반적인 해석방법을 도입하고자 한다.

핀-휀을 이용한 전자부품의 냉각특성을 모사하기 위해 일정 열유속이 공급되는 채널에 핀-휀 구조물을 삽입한 형태를 해석대상으로 설정하였다. 이러한 채널의 유동 및 열전달해석을 위해 핀-휀 구조물을 다공성 매질로 모사하였으며, 핀의 직경, 피치 등 구조물의 형태를 변화시켜서 이에 따른 냉각특성을 해석하여, 다공성 물질 해석방법을 핀-휀을 이용한 냉각방식의 해석에 적용할 수 있는지를 검토하고, 핀-휀의 배열변화가 열전달에 미치는 영향을 고찰하였다.

2. 모델링 및 상관식

Fig.1에 본 연구대상의 개략도를 나타내었다.

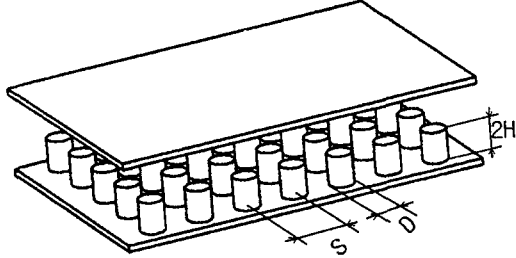


Fig. 1 Sketch of the model.

평판 사이에 원형 핀-휀을 삽입한 형태이며, 벽면에서 균일한 열유속이 공급되는 경우의 강제대류 열전달특성에 대하여 고찰하였다.

입구영역의 길이는 매우 짧고 물성치는 온도에 관계없이 일정하다고 가정하면, 운동량방정식과 에너지방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\mu_f}{K} u + \rho_f \frac{C_E}{K^{1/2}} u^2 - \frac{\mu_f}{\epsilon} \frac{d^2 u}{dy^2} + \frac{dP}{dx} = 0 \quad (1)$$

$$k_{f,eff} \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} + h_i a (T_s - T_f) = \rho_f c_{p,f} u \frac{\partial T_f}{\partial x} \quad (2)$$

$$k_{s,eff} \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} - h_i a (T_s - T_f) = 0 \quad (3)$$

다공성 매질에서의 속도장과 온도장에 대한 해는 Lee and Vafai,⁽⁸⁾ Jin et al.,⁽⁹⁾ Kim and Kim⁽¹⁰⁾ 등의 연구를 참조하였으며, 벽면열전달계수는 식(4), 그와 관련된 Nusselt 수는 식(5)와 같이 정의하였다.

$$h_w = \frac{q_w}{T_w - \langle uT_f \rangle / \langle u \rangle} \quad (4)$$

$$Nu = 4h_w H / k_f \quad (5)$$

해석결과를 나타내기 위해 무차원변수는 다음과 같이 정의한다.

$$Bi = \frac{h_i a H^2}{k_{s,eff}} \quad (6)$$

$$x = \frac{k_{f,eff}}{k_{s,eff}} \quad (7)$$

전술한 운동량방정식과 에너지방정식으로부터

열전달계수를 결정하게 되며, 이때 실험 또는 수치해석에서 주어지는 상관식을 이용한 수치계산 과정을 도입한다. 벽면열전달계수를 결정하는 과정을 간략히 설명하면 다음과 같다.⁽⁸⁻¹⁰⁾ 우선, 운동량방정식(1)로부터 해석해를 구한다. 속도분포를 나타내는 해석해는 그 형태가 매우 복잡하기 때문에 식(2)에 대입하여 온도장에 대한 엄밀해를 구하는 것이 힘들다. Jin et al.⁽⁹⁾은 운동량방정식에서 관성항을 무시할 수 있는 경우의 해석해와 동일한 형태의 속도분포 근사식을 도입하였으며, 이를 이용해 온도분포에 대한 해석해도 구하였다. 온도분포에 대한 해석해를 이용하여 유체의 혼합평균온도 $\langle uT_f \rangle / \langle u \rangle$ 를 구하면, 식(4)로부터 벽면에서의 열전달계수를 계산할 수 있다. 유체의 혼합평균온도는 속도분포 근사식, x , Biot 수, 속도경계층 두께의 함수로 나타난다.

계산에 필요한 변수 및 각종 상관식을 정리하면 다음과 같다. Fig. 1의 모델을 기준으로 다공도와 단위부피당 표면적을 이론적으로 구할 수 있으며, 다음 식으로 표현할 수 있다. D 는 핀의 직경, H 는 채널 높이의 1/2이며, 피치(S)는 핀의 중심 사이의 거리로 정의하였으며, 횡방향과 종방향 피치가 같은 정렬배열(in-line arrangement)을 가정하였다.

$$\epsilon = 1 - \frac{\pi D^2 / 4}{S^2} \quad (8)$$

$$a = \frac{\pi D}{S^2} \quad (9)$$

다공성 매질 내의 투과율은 Kuwahara et al.⁽¹¹⁾이 원형 핀에 대하여 제시한 다음 식을 이용하였다. 이 식은 다공도가 0.5 이상 0.75 이하로 제한되어 있는 단점이 있다. 그러나, 원형 핀에 대하여 투과율에 대한 일반적인 상관식을 제시할 수 있는 방법이 거의 없다는 것을 고려하여, 위 식을 모든 다공도 범위에서 사용하였다.

$$K = \frac{\epsilon^3}{144(1 - \epsilon^2)} D^2 \quad (10)$$

특재열전달계수에 대한 상관식은 Kuwahara et al.⁽¹²⁾의 결과를 이용하였다. 이 식은 다공도가 0.2 이상 0.9 이하인 범위에서 유효하다고 제시되었

다. 식(3)의 두번째 항에 포함되어 있는 틈새열전달계수(h_i)는 다공성 물질을 미시적인 관점에서 접근할 때, 미소한 검사체적에서 고체 표면과 유체 사이의 대류열전달계수를 뜻하며, 식(4)의 채널 벽면과 유체 사이의 열전달계수(h_w)와 구별하기 위하여 틈새열전달계수라는 용어를 사용하고 있다.

$$\frac{h_i D}{k_f} = \left(1 + \frac{4(1-\epsilon)}{\epsilon}\right) + \frac{1}{2}(1-\epsilon)^{1/2} \text{Re}_D^{0.6} \text{Pr}^{1/3} \quad (11)$$

고체와 유체의 유효열전도율은 각각 다음과 같이 정의하였다. 횡방향의 열적분산(thermal dispersion) 효과에 대한 열전도율은 Kuwahara and Nakayama⁽¹³⁾가 수치해석을 통해 제시한 식(14)를 사용하였다.

$$k_{s,eff} = (1 - \epsilon k_f) \quad (12)$$

$$k_{f,eff} = \epsilon k_f + k_{f,dis} \quad (13)$$

$$\frac{k_{f,dis}}{k_f} = 0.022 \frac{\text{Pe}_D^{1.7}}{(1-\epsilon)^{1/4}} \quad \text{for } \text{Pe}_D < 10 \quad (14a)$$

$$\frac{k_{f,dis}}{k_f} = 0.052(1-\epsilon)^{1/2} \text{Pe}_D \quad \text{for } \text{Pe}_D > 10 \quad (14b)$$

여기서

$$\text{Pe}_D = \text{Pe}(1-\epsilon)^{1/2} \quad (14c)$$

핀과 채널의 재질은 알루미늄($k_s = 204 \text{ W/mK}$)이며, 그 사이로 300 K의 공기가 유동하며, 채널의 폭은 10 mm, 전면 평균풍속이 1 m/s인 경우를 고려하였다.

3. 결 과

해석결과를 검증하기 위하여 벽면열전달계수를 VanFossen, Cho and Goldstein, 그리고 You and Chang이 제시한 결과와 비교하여 Fig. 2에 나타내었다.^(3,4,5) 이때, 비교를 위하여 VanFossen⁽³⁾이 사용한 형상을 대상으로 하였는데, 채널의 폭은

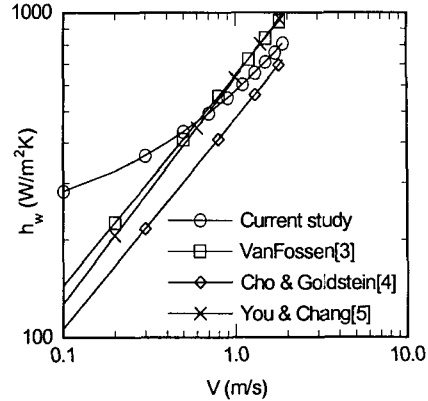


Fig. 2 Comparison of the wall heat transfer coefficients.

127 mm, 높이는 12.7 mm, 핀 직경은 6.35 mm이며, 핀 피치는 본 연구에서 7 mm로 정하였다. 복잡한 형상을 단순하게 모델링하여 해석하는 방법을 고려하여 볼 때 채널의 열전달특성을 비교적 잘 예측하는 것으로 판단할 수 있다. 속도가 느린 영역에서 타 연구자의 상관식을 사용하여 계산한 열전달계수는 본 연구의 해석결과보다 낮게 나타나고 있다. 이는 본 연구에서는 다공성 매질을 통과하는 유체에서의 열적분산효과를 고려하고 있기 때문에 매질에서의 미세한 열전달이 매우 활발하게 일어나는 것으로 해석하고 있기 때문이다. 따라서, 이 영역에 대한 보다 많은 연구자의 실험 또는 해석자료를 확보하여 그 차이를 분석할 필요가 있을 것으로 판단된다.

Fig. 3에 나타낸 바와 같이 다공도는 핀 직경의

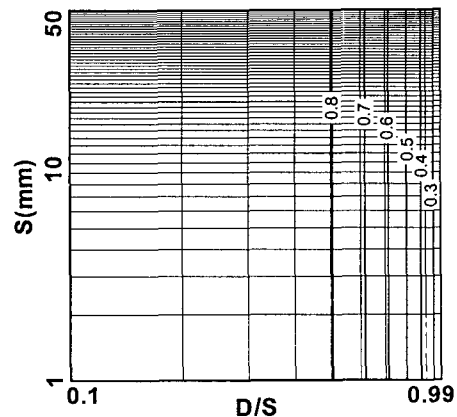


Fig. 3 Contours of the porosity, ϵ .

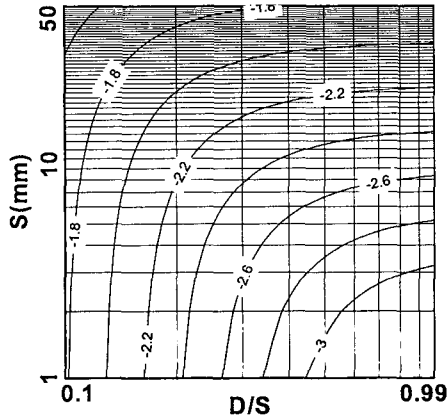


Fig. 4 Contours of the fluid/solid effective thermal conductivity ratio, χ (Contour labels represent the exponent of 10).

피치에 대한 비율($R=D/S$)만의 함수이며, 식 (8)을 통해 확인할 수 있다. 피치를 고정하고 핀의 직경을 크게 하면 다공도는 작아지며, 비율 R 을 일정하게 유지하면서 피치를 크게 하여도 다공도는 일정한 것을 그림에서 확인할 수 있다.

Fig. 4에 나타낸 바와 같이, 유체와 고체의 유효열전도율의 비(χ)는 다공도와 열적분산에 의존한다. 피치가 일정한 상태에서 핀 직경이 커지면 다공도가 작아지고 고체의 유효열전도율이 커지기 때문에 χ 는 감소한다. 그러나, 피치가 크고 R 이 큰 경우 그 감소 정도가 매우 완만하게 되

는 것을 볼 수 있다. 이 부분에서는 열적분산에 의한 유체 내에서의 열전달이 매우 활발하게 이루어지고 있는 것으로 판단된다.

Fig. 5는 Biot 수의 분포를 나타내고 있다. R 이 증가함에 따라 핀-원 구조물의 형태는 더욱 조밀해지기 때문에 다공도가 감소한다. 따라서, 고체의 유효열전도율이 증가하기 때문에 Biot 수가 감소한다. 즉, 핀을 통한 열전달이 더욱 활발하게 이루어진다고 판단할 수 있다. 그러나, R 이 매우 클 경우, 즉 핀이 매우 조밀하게 배치될 경우 Biot 수는 다소 증가하는 경향을 보인다. 이는 핀이 매우 조밀하게 배치될 경우 앞서 언급한 바와 같이 유체의 유동이 유발하는 열적분산효과에 의한 유체에서의 열전달효과를 고려하여야 한다는 것을 보여준다.

평균유속이 1 m/s인 경우의 틸새열전달계수를 Fig. 6에 나타내었다. 피치를 일정하게 유지하고 직경을 크게 하면, 핀 배열이 더 조밀해지기 때문에 틸새열전달계수는 증가하는 경향을 보인다. 이러한 사실은 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 유체의 유효열전도율과 고체의 유효열전도율의 비인 χ 를 살펴보면 확인할 수 있다. 피치가 일정한 상태에서 직경을 크게 하여 핀의 배열이 조밀해질수록 χ 가 감소하는 정도가 매우 완만해진다.

한편, R 이 작은 경우, 즉 핀 직경이 매우 작아서 다공도가 매우 큰 영역에서는 핀 배열이 조밀해지는데도 틸새열전달계수는 오히려 감소하는 경

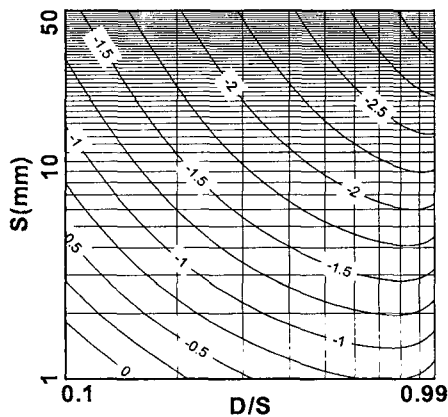


Fig. 5 Contours of Biot number, Bi (Contour labels represent the exponent of 10).

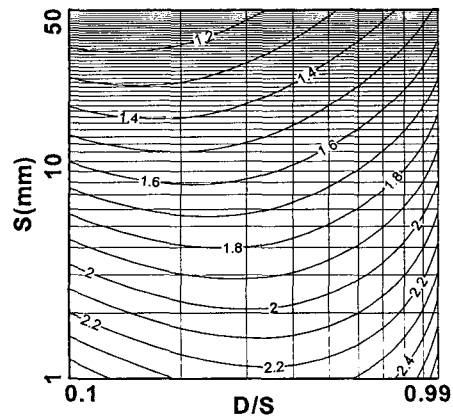


Fig. 6 Contours of the interfacial heat transfer coefficient, h_i (Contour labels represent the exponent of 10).

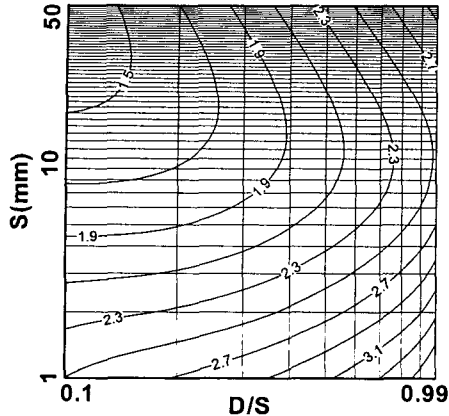


Fig. 7 Contours of Nusselt number, Nu (Contour labels represent the exponent of 10).

향을 볼 수 있으며, 이는 물리적으로 의미가 없는 것으로 판단된다. 틸새열전달계수에 대한 상관식(11)이 다공도가 0.2 이상 0.9 이하에서 적용되고 있는 것을 고려할 때, 다공도가 매우 큰 영역에서 상관식의 유효성을 검토할 필요가 있다. Lee et al.⁽¹⁴⁾의 연구에서도 R 이 작은 경우 변화의 폭은 작지만 다공성 매질이 더 조밀해지는데도 오히려 틸새열전달계수가 감소하는 것을 볼 수 있으며, 이것 또한 상관식이 내포하고 있는 오차 때문으로 판단된다.

Fig. 7에 나타난 Nusselt 수는 핀의 직경이 매우 작은 경우 R 이 증가해서 핀 배열이 조밀해짐에 따라 증가하는 경향을 볼 수 있다. R 을 일정하게, 즉 다공도를 일정하게 유지한 상태에서 피치를 증가시키면 열전달계수는 감소한다. 그러나, 피치가 약 10 mm보다 커지면 피치가 증가하는데도 불구하고 오히려 Nusselt 수가 커지는 것을 볼 수 있다. 이는 해석시에 고려하는 유체에서의 열적분산효과가 상당히 크게 나타나기 때문이며, 이때 유체로 직접 열전달되는 양을 무시할 수 없다는 것을 의미한다. 그러나, 이 부분에 도입한 상관식이 열적분산에 의한 효과를 과도하게 산정할 수도 있기 때문에 이 부분의 변화 경향에 대해서는 좀더 검증이 필요한 것으로 판단된다.

4. 결 론

핀-핀 구조물을 삽입한 채널의 냉각특성에 관한 해석을 수행하였으며 다음과 같은 결과를 고

찰하였다.

(1) 틸새열전달계수는 핀-핀 구조물이 조밀해질수록 증가한다.

(2) 구조물이 조밀해질수록 고체의 유효열전도율이 증가하기 때문에 Biot 수는 감소하며, 핀-핀을 통한 열전달이 지배적이다. 그러나, 구조물이 아주 조밀한 지역에서는 유체의 분산효과에 의한 열전달을 무시할 수 없을 것으로 판단된다.

(3) 피치를 일정하게 유지하고 직경을 증가시켜서 구조물이 조밀해지면 Nusselt 수는 증가한다. 구조물이 조밀해질수록 유동교란에 의해 열전달이 매우 활발해지는 것으로 판단된다. 직경/피치 비율이 일정한 경우 피치가 매우 커지면 유체의 분산효과에 의한 열전달을 무시할 수 없을 것으로 판단되며, 이는 추후 실험자료와의 비교를 통하여 검증이 필요할 것으로 판단된다.

본 연구는 복잡한 핀-핀 구조물에서의 열전달 현상을 다공성 매질 해석방법을 도입하여 예측할 수 있는 가능성을 검토하고자 하는 선행연구이며, 추후 핀-핀 구조물을 채널에 삽입한 경우의 열전달에 대한 실험을 통해 검증하고자 한다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구(과제번호 : R05-2002-000-00205-0) 지원으로 수행되었음.

참고문헌

- Oktay, S., Hannemann, R. and Bar-Cohen, A., 1996, High Heat from a Small Package, Mechanical Engineering, Vol. 108, pp. 36-42.
- Kraus, A. D. and Bar-Cohen, A., 1983, Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment, McGraw Hill, New York.
- VanFossen, G. J., 1982, Heat transfer coefficients for staggered arrays of short pin fins, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 104, pp. 268-273.
- Cho, H. H. and Goldstein, R. J., 1997, Heat transfer and friction loss characteristics of shaped short pin-fin arrays, Transactions of the Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Vol. 9, No. 3, pp. 259-267 (in Korean).

5. You, H. I. and Chang, C. H., 1997, Numerical prediction of heat transfer coefficient for a pin-fin channel flow, *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 119, pp. 840-843.
6. Kim, S. J., Kim, D. and Lee, D. Y., 2000, On the local thermal equilibrium in microchannel heat sinks, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 1735-1748.
7. Vafai, K. and Kim, S. J., 1989, Forced convection in a channel filled with a porous medium: An exact solution, *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 1103-1106.
8. Lee, D. Y. and Vafai, K., 1999, Analytical characterization and conceptual assessment of solid and fluid temperature differential in porous media, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 423-435.
9. Jin, J. S., Lee, D. Y. and Kang, B. H., 2000, Effect of the hydraulic boundary layer on the convective heat transfer in porous media, *Transactions of The Korea Society of Mechanical Engineers*, Vol. 24, No. 8, pp. 1119-1127 (in Korean).
10. Kim, S. J. and Kim, D., 1999, Forced convection in microstructures for electronic equipment cooling, *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 639-645.
11. Kuwahara, F., Nakayama, A. and Koyama, H., 1994, Numerical modeling of heat and fluid flow in a porous medium, *Proceeding of the 10th IHTC*, pp. 309-314.
12. Kuwahara, F., Shiota, M. and Nakayama, A., 2001, A numerical study of interfacial convective heat transfer coefficient in two-energy equation model for convection in porous media, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 1153-1159.
13. Kuwahara, F. and Nakayama, A., 1999, Numerical determination of thermal dispersion coefficients using a periodic porous structure, *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 160-163.
14. Lee, D. Y., Jin, J. S. and Kang, B. H., 2001, Optimum design of a compact heat exchanger with foam metal insertion, *Transactions of the Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea*, Vol. 13, No. 7, pp. 612-620 (in Korean).