

기관 위에 분포된 발열블록 주위의 3차원 혼합대류 열전달 해석

윤 병 태* · 최 도 형**

(1997년 4월 19일 접수)

Analysis of Three-Dimensional Mixed Convection Flow About Uniformly Distributed Heat-Generating Blocks on a Conductive Wall

Byeong-Taek Yun and Do Hyung Choi

Key Words: Heat-generating Block(발열블록), Mixed Convection(혼합 대류), 3-Dimensionality(3차원성), QUICK Scheme(QUICK기법), Conductive Wall(전도벽), Periodic Boundary Condition(주기적 경계 조건)

Abstract

The three-dimensional laminar mixed convection flow between the conductive printed circuit boards, on which the heat generating rectangular blocks are uniformly distributed, has been examined in the present study. The flow and heat-transfer characteristics are assumed to be pseudo periodic in the streamwise direction and symmetric in the cross-stream direction. Using an algorithm of SIMPLER, the continuity equation, the Navier-Stokes equations and the energy equation are solved numerically in the three-dimensional domain inside the channel. The convective derivative terms are discretized by the QUICK scheme to accurately capture the flow field. The flow and the heat transfer characteristics are thoroughly examined for various Re and Gr .

1. 서 론

반도체 분야의 고밀도 집적기술의 발달과 전자장비의 끝없는 소형화 추구는 부품의 소모전력 밀도를 높이고 필연적으로 급격한 열발생률의 증가를 수반하기 때문에 그 효율적 냉각방법은 전자 패키징 디자인에 매우 중요한 문제의 하나로 인식되고 있다⁽¹⁾. 전자장비 내부에서 발생된 열이 주위 냉각유체로 적절히 방출되지 못하면 장비 내부의 온도상승을 유발해 전자부품들의 원활한 작동과 성능이 유지될 수 없기 때문이다. 전자장비의 냉각기술은 최근 많이 발달하여 비등 열전달을 활용한 방법등도 개발되고 있으나 아직도

많은 전자장비에서는 경제성과 기술의 용이성 때문에 공기 냉각방식을 이용하고 있다. 특히 비교적 열전달 효과가 좋은 강제대류 공기 냉각방식은 경제성 외에도 냉각팬 등 구성부품을 쉽게 확보할 수 있는 장점 때문에 아직까지도 소형 전자장비 냉각에 보편적으로 사용되고 있다.

전자장비의 기본적 구조는 반도체 칩이 배열된 PCB (Printed Circuit Board)가 간격을 두고 쌓여 있는 것으로 발열블록이 분포된 채널 내의 유동이라 생각할 수 있다. 이와 같은 열·유동장에 대한 연구는 그 기하학적 형상의 복잡성으로 인해 처음에는 주로 실험적으로 수행되었고 컴퓨터 성능의 발달 및 수치해법의 개발로 최근에는 수치적 연구도 활발히 진행되어 오고 있는 것이다.

Sparrow⁽²⁾ 등은 나프탈렌 승화법을 이용해서 한 개의 평행 채널에 전자부품을 모사한 나프탈렌 블록을 격자 형태로 배열하여 배열간격 및 칸막이 유무에 따른 열전달 특성을 고찰하였고

* 한국과학기술원 기계공학과

**회원, 한국과학기술원 기계공학과

Kelkar와 Choudhury⁽³⁾은 단열벽으로 이루어진 채널의 한쪽 벽에 발열체가 규칙적으로 부착되어 있을 때, 채널 내의 유동은 주기적이 된다는 특성을 이용하여 하나의 발열체만을 포함하는 모듈을 계산 영역으로한 2차원 열전달 해석을 하였다. Davalath와 Bayazitoglu⁽⁴⁾는 평판에 3개의 발열블록을 분포시켜 유동 및 온도장의 2차원 해석을 통해 블록에서 발생하는 열발생률과 최고 온도에 대하여 열전달을 증가시키기 위한 블록사이의 최적거리를 계산하였다. 최근 Kim과 Anand⁽⁵⁾는 발열블록이 규칙적으로 놓여 있을 때의 열전달 현상을 상·하 기관간의 상호작용을 고려하여 온도에 대한 이중 주기적 경계조건을 적용하여 해석하였다.

한편 3차원 해석을 하기 위한 노력으로 Shaw⁽⁶⁾은 아래쪽 벽면이 가열되는 3차원 수평채널에서의 층류 혼합대류에 관한 연구를 하였으며 Asako와 Faghri⁽⁷⁾은 수평채널의 아래쪽 벽면에 발열체가 규칙적으로 배열되어 있을 때, 채널내에 주기적으로 완전히 발달된 유동이 형성된다고 가정하여 하나의 발열체만을 포함한 모듈을 계산 영역으로 설정하여 열전달 해석을 수행하였다. 백창인⁽⁸⁾등은 3차원 밀폐된 공간내에서의 자연대류-복사 복합 열전달 현상을 실험 및 수치적으로 해석하였는데 특히 복사와 기관으로의 전도가 온도상승에 미치는 영향을 고찰하였다.

그러나 위에서 살펴본 연구들은 거의 모두 2차원 가정을 하였거나 제한적인 3차원 해석을 하고 있어 복잡한 실제 문제에 바로 적용하기에는 많은 제약이 따르게 된다. 또 계산의 편의상 기관을 단열체로 가정한 경우가 많은데 발열칩과 기관의 접촉상태(즉, 기관으로의 열전도 상태)에 따라 냉각효과가 달라져 이외의 고려가 필요하며 칩의 소형화에 따른 발열밀도 증가로 야기된 큰 온도차는 자연대류 영향을 크게 하여 이를 무시한 해석은 그 적합성에 의문이 남는다. 또 실제 전자장비내 유동은 매우 복잡한 3차원성을 나타내며 열전달 특성에 크게 영향을 미친다. 따라서 효과적인 냉각을 위해서는 국소 열전달 현상의 규명이 필요하나, 많은 연구가 여러개의 발열체를 포함한 시스템적 해석에 치우쳐 국부 현상에 대한 정확한 고찰을 하지 못하고 있는 실정이다.

본 연구에서는 위와 같은 단점을 보완하고 보다 실제에 가까운 수치모사를 위해 발열칩이 균

일하게 분포되어 있는 기관이 상·하로 층층이 쌓여있는 구조에서 기관의 전도불 고려한 복합 열전달 해석을 수행하여 혼합대류 열전달 특성을 고찰하고자 한다.

2. 이론적 해석

2.1 해석 모델

본 연구에서 다루려는 4각 발열블록이 균일하게 분포되어 있는 형상(Fig. 1 참조)에서 유동은 유동에 수직한 방향으로 각 블록간의 영역이 주기적 내지는 대칭이 되며 또 유동방향으로도 주기적 성질을 갖는다. 따라서 계산은 Fig. 2에 보인 대로 한 개의 발열블록만에 대해 수행하면 충분하며 이 영역에서 유동 및 경계조건에 영향을 고찰하는 것이 본 연구의 목표이다.

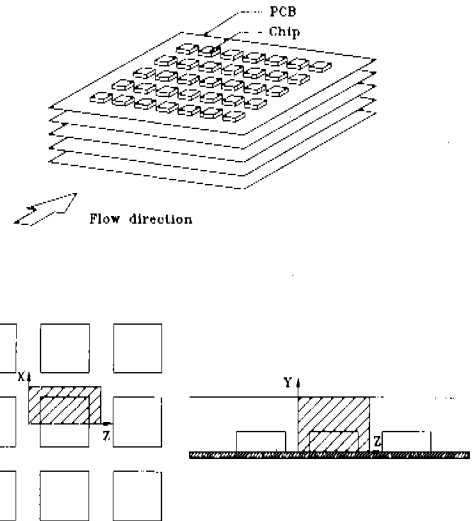


Fig. 1 Schematic of rectangular module arrays deployed along one wall of a flat parallel-plate channel.

유동이 주기적이 된다는 가정은 배플이 주기적으로 배열된 2차원 덕트 내로 유체가 유입될 때 3~5개의 배플을 지나면 모듈간의 물리적 현상이 주기적이 된다는 Berner⁽⁹⁾등의 연구결과로도 뒷받침되고 있다. 이에 따르면 채널 내의 주기적으로 완전히 발달된 영역에서는 유동의 수력학적 및 열적 특성이 모든 모듈에서 동일하다고 할 수 있고 특히 속도장은 모든 모듈에서 동일한 것이

반복된다.

주기적으로 완전히 발달된 유동장에서 압력 p 는 주기적 성분 \tilde{p} 과 비주기적 성분 \bar{p} (즉, 채널내의 압력 손실)로 분리해 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$p(x, y, z) = -\bar{p}z + \tilde{p}(x, y, z) \quad (1)$$

여기서 l_m 을 주기적 구간의 길이라 하면

$$\bar{p} = \frac{p(x, y, z) - p(x, y, z + l_m)}{l_m} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \tilde{p}(x, y, z) &= \tilde{p}(x, y, z + l_m) \\ &= \tilde{p}(x, y, z + 2l_m) = \dots \end{aligned} \quad (3)$$

이 된다. 온도장 또한 압력장과 같이 완전한 주기적 거동이 되지 못하는데는 유체가 채널을 통과할 때 각 발열체에서 발생하는 열을 흡수해 온도가 지속적으로 상승하기 때문이다. 각 블록에서의 발열량이 같으면 온도는 블록에 따라 선형적으로 증가하게 되며 이 온도장은 앞에서와 같이 각 모듈에서 열입력 Q 의 흡수물 고려한 온도의 선형적 변화부분과 모든 모듈에서 동일한 주기적 변화 부분 \tilde{T} 로 나누어 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$T(x, y, z) = \gamma z + \tilde{T}(x, y, z) \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \tilde{T}(x, y, z) &= \tilde{T}(x, y, z + l_m) \\ &= \tilde{T}(x, y, z + 2l_m) = \dots \end{aligned} \quad (5)$$

γ 는 평균 온도의 선형 상승률로 다음과 같다.

$$\gamma = \frac{T(x, y, z + l_m) - T(x, y, z)}{l_m} = \frac{Q}{m C_p l_m} \quad (6)$$

여기서 m 은 질량유량이고 C_p 는 비열을 나타낸다.

2.2 지배 방정식

정상상태의 3차원 비압축성 층류 혼합대류 열전달 해석을 위해 다음과 같은 가정을 한다. 채널 내의 유동이 완전히 발달되고 복사에 의한 열전달은 무시할 수 있으며 모든 물성치가 일정하고 밀도 변화는 Boussinesq 근사로 나타내기로 한다. 이러한 가정에 의한 무차원 지배 방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

(연속 방정식)

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} + \frac{\partial W}{\partial Z} = 0 \quad (7)$$

(운동량 방정식)

X-방향 :

$$\begin{aligned} U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} + W \frac{\partial U}{\partial Z} \\ = -\frac{\partial P}{\partial X} + (\nabla^2 U) \end{aligned} \quad (8)$$

Y-방향 :

$$\begin{aligned} U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} + W \frac{\partial V}{\partial Z} \\ = -\frac{\partial P}{\partial Y} + (\nabla^2 V) + Gr \cdot \theta \end{aligned} \quad (9)$$

Z-방향 :

$$\begin{aligned} U \frac{\partial W}{\partial X} + V \frac{\partial W}{\partial Y} + W \frac{\partial W}{\partial Z} \\ = -\frac{\partial P}{\partial Z} + (\nabla^2 W) + \zeta \end{aligned} \quad (10)$$

(에너지 방정식)

유체 영역 :

$$\begin{aligned} U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} + W \frac{\partial \theta}{\partial Z} \\ = \frac{1}{Pr} (\nabla^2 \theta) - \frac{W}{Re Pr} \frac{h_c d_c l_c}{h d l_m} \end{aligned} \quad (11)$$

발열분류 영역 :

$$0 = (\nabla^2 \theta) + \frac{1}{K_c} \quad (12)$$

전도벽 영역 :

$$0 = (\nabla^2 \theta) \quad (13)$$

지배 방정식에 사용된 무차원 변수들을 다음과 같다.

$$X = \frac{x}{h}, Y = \frac{y}{h}, Z = \frac{z}{h}$$

$$U = \frac{u}{v/h}, V = \frac{v}{v/h}, W = \frac{w}{v/h}$$

$$\theta = \frac{\tilde{T}}{\dot{q} h^2 / k_f}, P = \frac{\tilde{p}}{\rho (v/h)^2}, \zeta = \frac{\dot{q} h}{\rho (v/h)^2}$$

$$Gr = \frac{g \beta h^5 \dot{q}}{k_f \nu^2}, Re = \frac{w h}{\nu}, Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k}, K_c = \frac{k_c}{k_f}, K_s = \frac{k_s}{k_f}$$

여기서 u, v, w 는 각각 x, y, z 방향의 속도성분이며 \dot{q} 은 단위체적당 발열량, h 는 채널높

이, ρ 는 밀도, ν 는 동점성 계수, g 는 중력 가속도 그리고 β 와 k 는 열팽창계수와 열전도 계수를 각각 나타낸다. 대문자 K 는 유체에 대한 발열체와 전도벽의 열전도계수의 비를 나타낸다. 또 \overline{w} 는 유동방향 평균속도이며 하첨자 f 와 s 는 각각 유체와 전도벽면용, c 는 발열블록을 뜻한다.

2.1. 경계 조건

위의 무차원 지배방정식을 풀기 위한 적절한 경계조건은 다음과 같이 줄 수 있다.

(1) 채널 벽면 및 블록내부

$$U = V = W = 0 \quad : \text{점착조건}$$

(2) 입구 및 출구 : 주기 조건

$$\phi(Z=0) = \phi(Z=L_m/h), \quad \phi = U, V, W, P, \theta$$

입구유량을 경계조건으로 주는 대신 주기조건만을 부여하여 실제 유량은 식(10)의 무차원 압력구배 ζ 값에 따라 결정되게 되며 본 연구에서는 ζ 값을 고정하고 발열 및 경계조건에 따른 유량의 변화(즉, Re 수의 변화)를 고찰하였다.

(3) Y 방향의 온도 경계조건

$$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0 \quad : \text{단열조건}$$

또는

$$\theta(Y=-t/2) = \theta(Y=h+t/2)$$

: 주기적 온도 경계조건

여기서 t 는 기관두께를 나타낸다.

(4) $Y = 0$ 과 $Y = d/h$ (대칭 단면)

$$\frac{\partial U}{\partial X} = \frac{\partial V}{\partial X} = \frac{\partial W}{\partial X} = \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$$

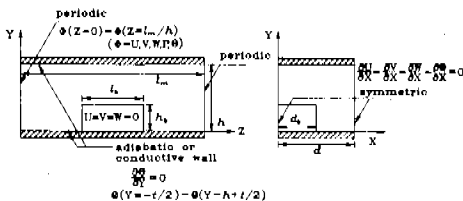


Fig. 2 Periodic module and boundary conditions for computation.

3. 수치해석 방법

하나의 발열블록을 갖는 주기적 계산영역 내에서 3차원 층류 혼합대류 열전달 문제를 해석하기 위해 위의 방정식 (7)-(13)을 유한체적법을 사용하여 중앙차분법으로 이산화 하였다. 보다 정밀한 해를 얻기 위해 방정식의 대류항을 고차인 QUICK Scheme으로 차분화하였고 엇물림 격자계에서 SIMPLER Algorithm⁽¹¹⁾으로 해를 구하였다. 특기한 사항은 비압축성 유동의 압력-속도 결합 이외에도 혼합대류 문제이므로 온도와 속도장을 동시에 처리해야 된다는 것이다.

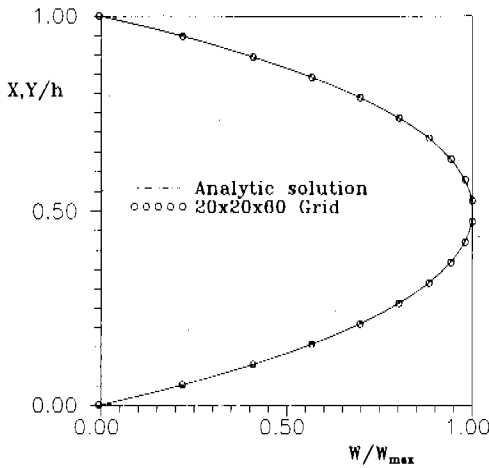
유체영역만을 따로 분리해 계산하지 않고 발열블록도 계산영역에 포함시키되 동점성계수를 유체보다 상당히 큰 값으로 주어 구별되도록 하였다. 전도를 고려한 부분은 에폭시 글라스, 구리 또는 세라믹 박판을 혼합하여 만들어진 발열체와 기관의 열전도도가 대략 0.2~0.6 W/m²C인 데 이는 공기에 비해 약 10배가 되므로 고체부분의 열전도 계수는 공기의 10배로 가정하였다^(12,13). 또 문제의 특성상 유동장 및 온도장을 다룸에 있어 주기적 경계조건이 주어져야하므로 Patankar⁽¹⁰⁾등이 제안한 CTDMA (Cyclic Tri-Diagonal Matrix Algorithm) 을 도입하여 다음의 수렴조건이 만족될 때까지 계산하였다.

$$\sum (|Res_Q|) < 10^{-5}$$

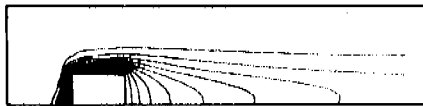
(Q : continuity, momentum equations, energy equation)

4. 결과 및 고찰

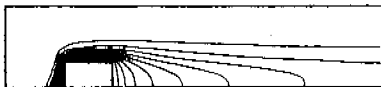
먼저 Fig. 1, Fig. 2와 같은 형상에 대한 계산에 앞서 프로그램의 검증용 위하여 해석해가 존재하는 3차원 사각관 유동(3D square duct flow)을 해석하였다. 격자는 20 x 20 x 60을 사용하였고 형상은 무차원 길이로 $X = Y = 1$ 그리고 $Z = 10$ 으로 계산하였는데 해석해와 일치하는 결과를 얻을 수 있어 계산방법과 경계조건이 타당함을 확인하였다(Fig. 3-a). 또한 Shaw⁽¹⁴⁾등이 계산했던 형상과 동일한 유동 및 온도 조건의 계산에서도 서로 일치하는 결과를 얻을 수 있었다(Fig. 3-b, c).



(a) Velocity profile of a 3-D duct flow



(b) Calculated result by Shaw⁽¹⁴⁾



(c) Present result

Fig. 3 Comparison with other results.

일반적으로 PCB상의 반도체 칩들은 보통 작은 크기의 입방형 또는 직육면체 형태로 부착되어 있는데 본 계산에서는 발열블록의 크기, 블록간의 거리, 그리고 기판의 두께등 parameter가 많은데 Table 1에 표기한 한가지 형상에 대해 경계 조건 및 발열량을 변화시켜가며 계산을 수행하였다.

Table 1 Dimensions for standard model.

d/h	l_m/h	h_b/h	d_b/h	l_b/h	t/h
1.0	3.0	0.5	0.5	1.0	0.1

해석하려 하는 형상에 대한 격자 의존성을 조사하기 위하여 12 x 12 x 40, 20 x 20 x 60 그리

고 30 x 30 x 80의 3가지 격자에 대하여 계산을 수행하여 무차원 질량유량을 비교해 격자계의 영향을 판단하였다. 무차원 질량 유량은 12 x 12 x 40과 20 x 20 x 60의 격자간에는 7.5%, 20 x 20 x 60과 30 x 30 x 80의 격자간에는 1.2%의 차이를 보여 계산시간과 정확도 등을 고려해 20 x 20 x 60의 격자를 모든 계산에 사용하였다. 한편 기판의 전도를 고려한 문제에 대해서는 기판의 두께방향으로 10개의 격자를 더하여 20 x 29 x 60의 격자계를 구성하여 계산하였다.

4.1 유동장 해석

앞절에서 언급한 바와 같이 주기적 경계조건에서 계산영역 내의 질량유량은 압력구배 ζ 에 의하여 결정되게 된다. 실제로 팬에 의한 강제대류 냉각일 경우 팬의 성능에 따라 유량과 압력 강하가 결정되는데 본 연구에서는 구동력 ζ 를 일정하게 고정하고 발열블록이 놓여진 채널벽이 단열인 경우와 열전달이 있는 두경우에 대해 각각 강제대류와 혼합대류 유동해석을 수행하여 결과를 비교 검토하였다.

먼저 벽이 단열이고 강제대류인 경우, Re 수는 399.9가 얻어졌으며 유동 방향 및 2차 유동 속도 벡터는 Fig. 4와 5에 도시하였다. Fig. 4는 $X-Y$ 단면의 2차유동 속도벡터인데 Fig. 4-a는 발열블록의 앞쪽으로 발열블록이 저항체 역할을 하여 유동이 발열블록의 측면, 뒷면등 저항을 덜 받는 쪽으로 흐르는 것을 볼 수 있다. 측면의 바닥부근은 점성의 영향이 크게 작용하는 곳이므로 유동의 속도구배가 큰 반면 윗쪽 대칭면을 따라 흐르는 유동은 그에 비해 속도구배가 심하지 않다. Fig. 4-b는 발열블록의 중간에 위치한 곳으로 측면 쪽에서의 와가 위쪽보다 뚜렷함을 볼 수 있는데 이는 평판에 장애물이 놓여 있을 때 발생하는 horseshoe vortex의 원리와 같다고 할 수 있을 것이다. 한편 Fig. 4-c는 발열블록을 지난 곳에서의 속도분포로 앞에서 보이던 와의 강도가 많이 약해져 있으며 블록을 지난 유체가 뒤의 빈공간 채우기 위해 모여드는 것을 볼 수 있다. 블록 바로 뒤에서 흐름이 위쪽으로 향하고 있는 것은 이곳이 재순환영역에 속해 나타나는 현상이다. Fig. 5는 발열블록 중앙에 위치한 대칭 단면위를 지나 는 평면 (a)와 $Y = 0.3$ 인 $X-Z$ 단면 (b)에서의 속도벡터를 도시한 것이다. 발열블록 모서리 부

근에서 작은 박리영역이 보이고 있으며 발열블록 앞과 뒷부분은 큰 재순환 영역을 형성하고 있음을 알 수 있다.

그 다음에 벽은 단열이고 $Gr = 1.5 \times 10^6$ 인 혼합대류유동을 계산하였는데 주어진 압력구배에서 Re 수는 378.1로 뒷 경우보다 유량이 감소하며 자연대류의 영향을 나타내는 Ri 수 ($= Gr/Re^2$) 는 10.49가 된다. Fig. 6의 2차유동 벡터 분포는 Fig. 4의 강제대류와 뚜렷하게 다른데 강한 부력의 영향으로 유동이 윗방향으로 흐름이 보인다. 발열블록 앞쪽에서도 측면으로 흐르는 성분이 많이 약화되어 오히려 바깥쪽의 유체가 상방향 유동에 이끌려 안쪽으로 유입되는 것을 볼 수 있다. 또한 블록이 있는 단면에서는 블록 윗쪽의 와가 크게 발달한 반면 측면 것은 거의 소멸되고 있고 이와 더불어 측면 와의 방향은 반대가 됨이 관찰된다. 이와 같이 부력은 강한 상방향 2차유동을 유발하고 이는 다시 바깥쪽으로의 유동으로 이어져 강제대류에 비해 블록 윗쪽에 강한 시계방향의 와를 형성하게 된다(Fig. 6-b). 그 결과는 Fig. 7-b의 주유동방향 속도벡터

에서도 나타나는데 밀려나간 유체는 바깥쪽 유량을 증가시켜 강제대류때보다 대칭단면($X = 0.0$)에서의 속도가 크게 빨라지며 또한 이 2차유동은 주유동방향에 저항으로 작용해 강제대류때 보다 같은 압력구배에서 미소하나마 유량의 감소를 유발케 되는 것이다.

벽으로의 열전달이 있는 혼합대류 경우도 앞서 언급한 바와 같이 기관의 열전도도를 공기의 10배로 주어^(12,13) 해석해 축방향 동속선을 단열인 경우와 함께 Fig. 8에 비교하였다. 그림에서 강제대류와 혼합대류 유동장이 크게 차이가 나는데 Fig. 8-a의 강제대류 경우 최고속도가 바깥 대칭면 윗부분에서 얻어지고 또 전반적으로 공기가 윗쪽공간을 통해 흐르고 있음에 비해, 혼합대류 시 최고속도는 이보다 훨씬 아래쪽에서 관찰(Fig. 8-b, c)되는 것이다. 이같은 현상은 혼합대류에서 블록의 영향으로 가열된 공기가 부력에 의해 상승하는 2차유동에 기인하는데 발열블록의 앞쪽에서 이같은 변화가 특히 심함을 볼 수 있다(Fig. 6).

혼합대류인 두 경우의 유동구조는 육안으로 식

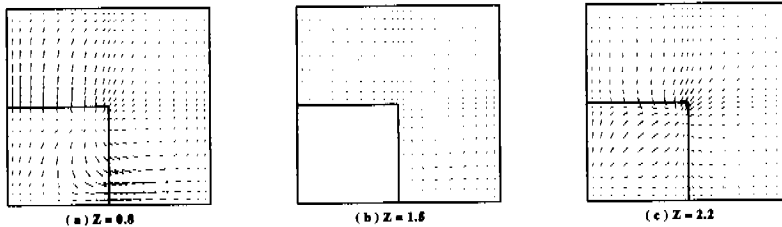


Fig. 4 Vector plot of the velocity in various cross-sections.
($Re = 399.9$, $Gr = 0.0$, $Ri = 0.0$, Adiabatic wall)

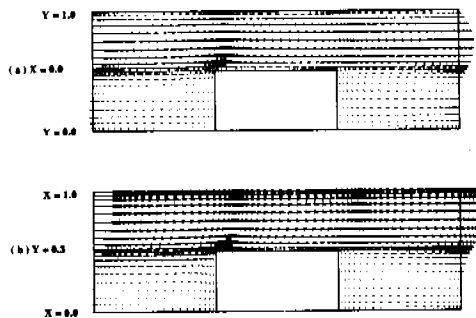


Fig. 5 Vector plot of the velocity in various cross-stream sections.
($Re = 399.9$, $Gr = 0.0$, $Ri = 0.0$, Adiabatic wall)

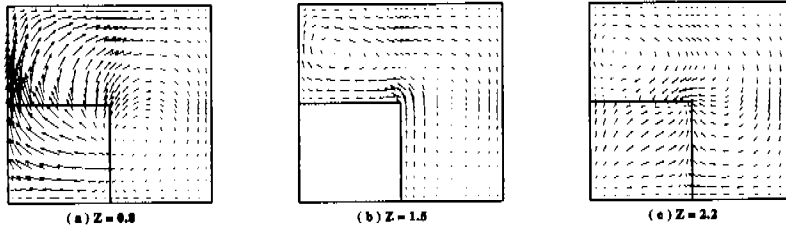


Fig. 6 Vector plot of the velocity in various cross-sections.
($Re = 378.1, Gr = 1.5 \times 10^6, Ri = 10.49$, Adiabatic wall)

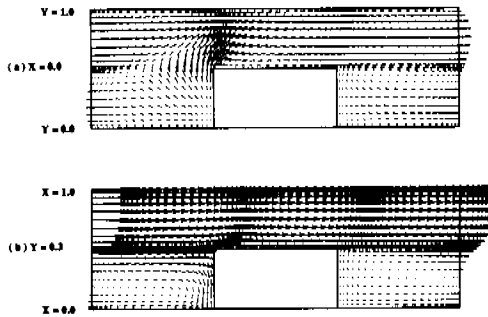


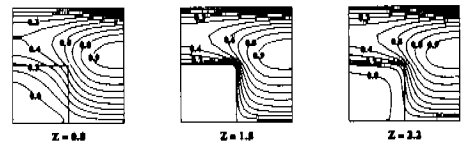
Fig. 7 Vector plot of the velocity in various cross-stream sections.
($Re = 378.1, Gr = 1.5 \times 10^6, Ri = 10.49$, Adiabatic wall)

별하기 어려운 정도로 유사하여 온도장 차이가 유동장에 변화를 줄만큼 크지는 않다고 사료된다. 전도벽인 경우 기관이 가열되어 자연대류현상이 골고루 퍼져나타나 유량이 작게 나오나($Re = 377.9$) 그 차는 극히 미미하여 큰 의미는 없다고 생각한다.

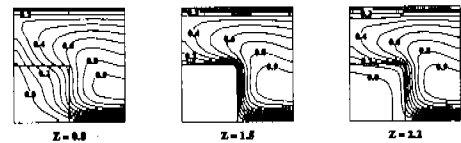
4.2 온도장 해석

발열블록의 중심을 지나는 대칭단면과 주유동에 수직인 몇 단면에서의 등온선을 위의 각 경우에 대해 Fig. 9~11에 나타내었다. 앞서 설명한 대로 온도는 발열량만큼의 상승분과 주기적인 성분으로 나뉘는데 여기서는 주기적 성분만을 보이고 있어 실제 온도는 선형 상승분을 더해서 생각해야 할 것이다.

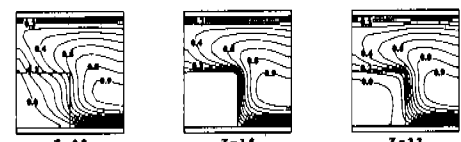
기관을 통한 열전달이 없으면 블록에서 발생한 열은 블록의 표면만을 통해서 방출되어 속도구배가 큰 블록 모서리 부근에서 열유속이 커져 등온선이 밀집되는 것이 보인다(Fig. 9, 10). 그림에서 점선은 계산모델 입구에서의 평균온도보다 낮은



(a) $Re=399.9, Gr=0.0, Ri=0.0$, Adiabatic wall



(b) $Re=378.1, Gr=1.5 \times 10^6, Ri=10.49$, Adiabatic wall



(c) $Re=377.9, Gr=1.5 \times 10^6, Ri=10.50$, Conductive wall

Fig. 8 Contours of axial velocity in various cross-sections.

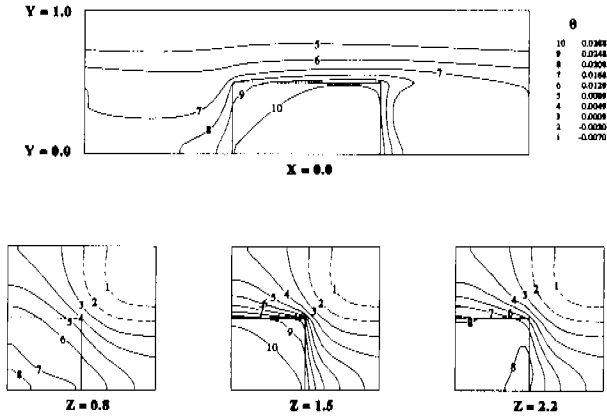


Fig. 9 Isotherms at various cross-sections.
($Re = 399.9, Gr = 0.0, Ri = 0.0, \text{Adiabatic wall}$)

것을 의미한다. 발열블록 전방에서는 찬 공기의 지속적인 공급으로 공기 온도가 낮으며 후방은 재순환 영역이라 온도가 높게 된다. 전자부품내 각시, 발열블록내의 온도가 큰 관심사항인데 공기에 비해 상대적으로 큰 열전도도 때문에 블록 내부의 온도는 거의 균일하게 되나 블록 앞 모서리에서는 열전달의 촉진으로 비교적 낮은 온도를 갖는다는 것을 알 수 있다.

부력을 고려한 경우, 부력에 의한 더운 공기의 상승으로 최저온도가 바깥 대칭단면 하반부에 위

치하여(Fig. 10) 블록 모서리 상부에 찬 공기가 있는 강제대류 경우(Fig. 9)와 좋은 대조를 이루고 있다. 또한 $X = 0.0$ 대칭면에서 발열블록 앞, 뒤쪽의 등온선도 강제대류의 경우보다 조밀한 것을 볼 수 있는데 이 또한 이 부분의 공기 상승이 찬 공기의 유입을 촉진하였기 때문으로 설명된다. 이로부터 상·하 기판에 발열블록의 배치를 엇갈림으로 하면 열전달이 향상될 것임을 유추할 수 있을 것이다.

기판을 통한 전도가 고려된 결과(Fig. 11)는 일

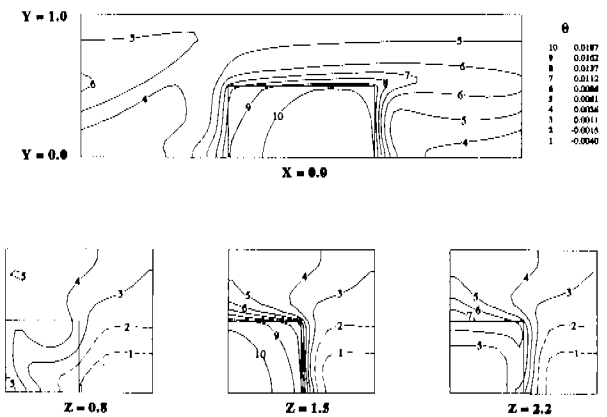


Fig. 10 Isotherms at various cross-sections.
($Re = 378.1, Gr = 1.5 \times 10^6, Ri = 10.49, \text{Adiabatic wall}$)

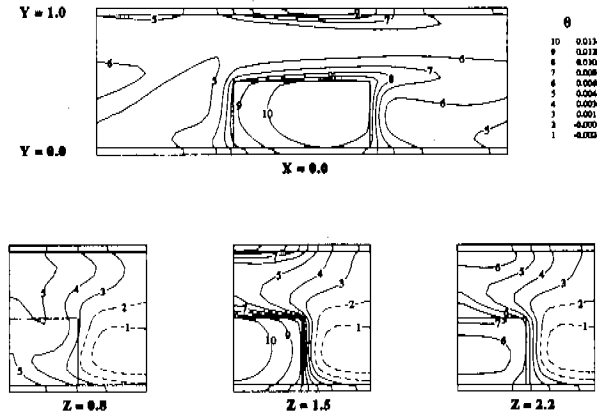


Fig. 11 Isotherms at various cross-sections.
($Re = 377.9$, $Gr = 1.5 \times 10^6$, $Ri = 10.50$, Conductive wall)

전 단열벽을 갖는 혼합대류의 결과와 비슷한 것 같으나 기관의 전도로 인해 온도가 전반적으로 낮고 훨씬 고르게 분포되어 있으며 또 유체는 밑면으로부터 가열될 뿐 아니라 위 채널의 발열블록으로부터도 열을 받아 윗부분의 온도도 상승하고 있음을 볼 수 있다. 발열블록내 온도의 최고치도 많이 낮아져 있으며 부력에 의한 영향으로 발열블록의 측면에서 공기의 최저온도가 발견된다. 블록에서 발생하는 열은 냉각공기와 접하고 있는 면과 기관을 통해서 방출되는데 기관을 통한 열전달이 매우 활발함을 동온선의 분포로부터 확인할 수 있다. 좀 더 이해를 돕기 위해 실제 온도로 환산해 보면 발열량이 10W인 칩의 경우 기관이 단열(Fig. 10)이면 최고온도와 최저온도의 차이가 45.3°C 정도이고 전도면으로 다른 경우(Fig. 11)는 그 차이가 30.7°C로 되어 큰 차이를 보인다. 전도가 고려된 경우 상·하 기관이 모두 fin 역할을 하여 빠르게 열전달이 촉진되기 때문이다. Fig. 11와 $X = 0.0$ 인 단면에서 온도가 전 영역에 고르게 분포됨이 이를 나타낸다.

끝으로 경계조건 및 혼합대류 현상이 열전달 및 온도분포에 미치는 영향을 좀 더 정량적으로 평가하기 위해 Fig. 12에 표면 열유속을 세 개의 종단면($X = 0.0, 0.148, 0.409$)과 세 개의 횡단면($Y = 0.046, 0.215, 0.409$)에서 비교하였다. 여기서 q 는 국부 열유속 q_w 를 평균열유속 Q/A_{surf} (=블록 발열량/블록 표면적)로 normalize한 것으로 이 값이 1보다 크고 작음에 따라 열유속이 평균이상

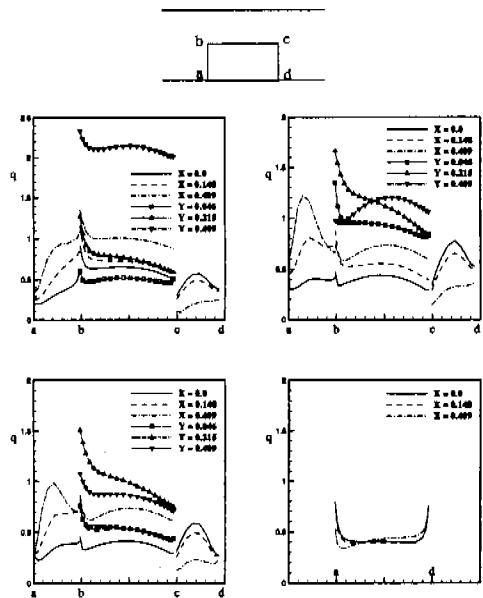


Fig. 12 Dimensionless heat flux distributions along the wall of heat generating module: (a) $Re = 399.9$, $Gr = 0.0$, $Ri = 0.0$, Adiabatic wall (b) $Re = 378.1$, $Gr = 1.5 \times 10^6$, $Ri = 10.49$, Adiabatic wall (c) $Re = 377.9$, $Gr = 1.5 \times 10^6$, $Ri = 10.50$, Conductive wall.

또는 이하가 되어 열전달의 정도를 나타낸다 할 것이다.

그림에서 모든 경우에 열전달은 불록 측면쪽으로 갈수록 더 활발해짐을 알 수 있다. 전체적으로 불록 측면쪽에서의 속도구배가 커서 열전달이 잘 이루어지고 있으나 불록 뒷면은 상대적으로 미미한데 이는 불록뒤에 형성되는 wake의 영향 때문이라 하겠다. 강제 대류의 경우 윗면과 측면, 즉 $X = 0.409$, $Y = 0.409$ 일 때 열전달이 큰 것을 볼 수 있는데 이는 속도 구배의 영향과 더불어 불록 모서리 쪽에서 낮은 온도를 갖는 공기가 있다는 것과 연관시켜 생각해야 할 것이다. 마찬가지로 이유로 해서 혼합대류의 경우를 보면 낮은 온도의 공기가 아래쪽에 위치하므로 인해 측면에서의 열전달이 더 크게 나타나고 있다. 전도를 고려한 경우는 이와 유사하나 전도에 의한 온도분포가 고르게 분포되어 전체적으로 낮은 열유속을 나타내고 있다. 강제대류의 경우, 앞면 전방에도 재순환영역이 존재해 열전달이 저조한데 비해 혼합대류의 경우 강한 부력에 의한 불록 앞면 부근에서의 상승류가 열전달을 크게 촉진시키고 있음을 볼 수 있다. 벽이 전도면이면 불록 밑면으로도 열이 방출되는데, 그림에 함께 비교한 열유속 분포로부터 밑면을 통한 열전달이 매우 활발함을 볼 수 있어 Biot 수에 따라 열전달 특성이 많이 달라지리라는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

발열불록이 균일하게 분포되어 있는 채널내의 3차원 혼합대류 유동을 벽(기관)으로의 전도열전달을 고려하여 해석하였다. 강제대류에 비해 혼합대류유동이 2차유동으로 인해 유동방향 저항이 더 크게 되며 기관이 전도체인 때가 부력이 전 영역에 고르게 작용해 저항이 미약하나마 단열인 경우보다 증가한다.

계산한 모든 경우에 발열불록 앞쪽 좀 떨어진 곳에서 최저온도가 감지되며 최고온도는 단열벽인 경우는 불록 아래쪽에서 발생하고 전도벽인 경우에는 아래쪽 뒷부분에서 훨씬 낮게 발생한다. 기관으로의 열전도는 기관이 fin의 역할을 하여 발열불록내의 온도를 크게 낮출 수 있으며 그 효과는 발열량이 클수록 더 명확히 나타난다. 이로부터 칩과 기관의 접촉상태가 냉각효과에 큰 영향을 미치리라는 것도 유추할 수 있다.

부력의 영향을 고려하지 않은 경우 최소온도가

되는 영역이 발열불록이 놓인 대각선 모서리 부근에 위치하는 반면 부력의 영향을 받는 경우 이 최소 온도영역이 아래쪽으로 이동하여 전도벽인 경우 발열불록을 엇갈려 배치하면 냉각효과가 향상될 것으로 생각된다.

후기

본 연구는 한국과학재단 특정기초연구과제 [KOSEF 951-1007-063-2]로 지원되었으며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Oktay, S., Hannemann, R. and Bar-Cohen, A., 1986, "High heat from a small package," *Mech. Engng.*, Vol. 108, No. 3, pp. 36-42
- (2) Sparrow, E. M., Niethammer, J. E. and Chaboki, A., 1982, "Heat transfer and pressure drop characteristics of arrays of rectangular modules encountered in electronic equipment," *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 25, pp. 961-973
- (3) Kelkar, K. M. and Choudhury, D., 1993, "Numerical prediction of periodically fully developed natural convection in a vertical channel with surface mounted heat generation blocks," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, No. 5, pp. 1133-1145
- (4) Davalath, J. and Bayazitoglu, Y., 1987, "Forced convection cooling across rectangular blocks," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 321-328
- (5) Kim, S. H. and Anand, N. K., 1995, "Laminar heat transfer between a series of parallel plates with surface-mounted discrete heat sources," *ASME J. of Electronic Packaging*, Vol. 117, No. 3, pp. 52-62
- (6) Shaw, H. J., 1993, "Laminar mixed convection heat transfer in three-dimensional horizontal channel with a heated bottom," *Numer. Heat Transfer, Part A.*, Vol. 23, pp. 445-461
- (7) Asako, Y. and Faghri, M., 1989, "Three-

- dimensional heat transfer analysis of arrays of heated square blocks," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 32, No. 2, pp. 395-405
- (8) 백창인, 이관수, 김우승, 1996, "돌출 열원을 갖는 3차원 밀폐 공간내에서의 자연대류-복사 복합 열전달에 대한 실험적 및 수치적 연구", 대한 기계학회논문집, 제 20 권, 제 10 호, pp. 3344-3354
- (9) Berner, C., Durst, F. and McEligot, D. M., 1984, "Flow around baffles," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 743-749
- (10) Patankar, S. V., Liu, C. H. and Sparrow, E. M., 1977, "Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 180-186
- (11) Patankar, S. V., 1980, "Numerical heat transfer and fluid flow," McGraw-Hill, New York
- (12) Sathe, S. and Joshi, Y., 1990, "Natural convection liquid cooling of a substrate-mounted protrusion in a square enclosure : Effect of thermophysical properties, geometric dimensions and boundary conditions," *ASME HTD.*, Vol. 153, pp. 73-80
- (13) Incropera, F. P., Kerby, J. S., Moffat, D. F. and Ramadhyani, S., 1986, "Convection heat transfer from discrete heat sources in a rectangular channel," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, pp. 1052-1058
- (14) Shaw, H. J., Chen, W. L. and Chen, C. K., 1991, "Study on the laminar mixed convective heat transfer in three-dimensional channel with a thermal source," *ASME J. of Electronic Packaging*, Vol. 113, pp. 40-49