

〈論 文〉

주기적으로 완전발달된 PCB 채널의 3차원 층류 자연대류 냉각에 관한 수치적 연구

이관수* · 백창인** · 김우승*

(1994년 4월 1일 접수)

Numerical Study on the Three-Dimensional Natural Convection Cooling of Periodically Fully Developed PCB Channel

Kwan-Soo Lee, Chang-In Baek and Woo-Seung Kim

Key Words : Periodically Fully Developed(주기적으로 완전발달된), PCB Channel(PCB 채널) Module(모듈), Periodic Boundary Condition(주기적인 경계조건)

Abstract

A numerical investigation on the three-dimensional laminar natural convection heat transfer in the periodically fully developed PCB channel has been performed. When heat generating blocks mounted on the adiabatic wall make a channel with their facing shrouding wall, the flow inside the channel becomes periodically fully developed. A single module in the periodically fully developed region is chosen for computational domain in order to save computer storage and computational time. The periodic boundary condition is applied in the analysis. The effects of the parameters such as the Rayleigh number, the number of the modules, and the height of channel are examined to obtain the optimum condition for the enhancement of the cooling effectiveness. The result shows that the cooling effect is improved with increasing Rayleigh number and channel height, and decreasing the number of the module. The result also indicates that increasing the height of the channel and number of the module is recommended for a limited space.

기 호 설 명

- | | |
|---|--|
| A : 면적 | l : 채널의 길이 |
| b : 채널폭 | l_m : 모듈의 길이 |
| c_p : 정압비열 | \dot{m} : 질량유량 |
| d : 서로 이웃한 발열체 중심사이 거리의 절반 | \dot{M} : 무차원 질량유량, $\dot{m}/\rho v b$ |
| Gr : Grashof수, $g\beta qb^5/k_f\nu^2$ | N : 채널내 모듈의 개수 |
| h : 열전달계수 | Nu : Nusselt수, hs/k_f |
| k : 열전도계수 | p : 압력 |
| K : 발열체와 유체의 열전도계수 비 | \bar{p} : 압력장의 주기적 변화부분 |
| | P : 무차원 압력 |
| | Pr : Prandtl수, ν/α |
| | Q : 총 열입력 |
| | q : 단위 체적당 열발생률 |

*정회원, 한양대학교 기계공학과

**한양대학교 대학원 기계공학과

- $r(y)$: 압력장의 비주기적 변화부분
 Ra : Rayleigh수, $g\beta q b^5 / k_f \nu \alpha_f$
 Re : Reynolds수, $U_{b.o} b / \nu$
 s : 발열체의 높이
 T : 온도
 T_o : 채널입구에서의 온도
 \tilde{T} : 온도장의 주기적 변화부분
 $\tilde{T}_{b.o}$: 모듈입구에서의 주기적 온도 부분의 평균값
 u : x 방향의 속도성분
 v : y 방향의 속도성분
 w : z 방향의 속도성분
 U : x 방향의 무차원 속도성분
 V : y 방향의 무차원 속도성분
 W : z 방향의 무차원 속도성분
 $U_{b.o}$: 모듈입구 단면에서의 평균속도

그리스문자

- α : 열확산계수
 β : 체적팽창계수
 γ : 평균온도의 선형 상승률
 θ : 온도장의 무차원 변화부분
 ν : 동점성계수
 ρ : 밀도
 ϕ : 일반 종속변수

하첨자

- b : 발열체
 f : 유체
 m : 모듈

1. 서 론

반도체 분야의 고밀도 집적기술의 발달과 더불어, 반도체 칩의 단위 체적당 열발생률(power density)은 급격히 증가하여 전자장비에서의 열적 문제는 전자기술의 발전과 함께 해결해야 하는 필수과제가 되고 있다.

일반적인 전자장비에서는 칩이 부착된 PCB가 채널을 형성하며 배열되어 있는 경우가 대부분이기 때문에 현재 가장 활발히 연구가 진행되고 있는 분야는 PCB에 대한 열적 해석이다.

PCB의 냉각방법에는 여러가지가 있으나, 공기를 이용한 자연대류나 강제대류 냉각방식이 가장 많이 이용되고 있다. 공기를 이용한 자연대류 냉각

방식은 공기의 낮은 열전도계수 및 Prandtl수의 영향으로 강제대류나 액침냉각(immersion cooling)에 비해 열제거 용량이 많이 떨어지지만, 그 신뢰도, 간편성 및 경제성 등으로 인하여 비교적 작은 열입력을 갖는 전자장비의 냉각에서는 매우 유용하다.

PCB의 열적해석에는 많은 연구가 이루어져 왔지만, PCB가 이루는 채널의 큰 종횡비 및 많은 발열체 등으로 인한 수치계산의 어려움 때문에 수치적 연구보다는 실험에 의한 연구가 주로 수행되었다. Moffat과 Ortega⁽¹⁾는 정육면체의 알루미늄 히터가 수직 단열판 위에 10행 8열로 규칙적으로 부착되어 있을 때 마주보는 매끈한 판과 채널을 이루는 경우와 그렇지 않은 경우에 대해 각각 자연대류 열전달을 실험적으로 연구하였는데, 채널을 이루는 경우 아래쪽에서 서너번째 행의 히터부터 완전 발달된 유동이 이루어진다는 것을 밝혔다. Afrid와 Zebib⁽²⁾는 단열벽이 한개 및 세개의 발열체가 부착되어 있을 때의 자연대류 열전달을 연구하였는데, 발열체의 크기가 클수록 그리고 발열체간의 공간이 클수록 냉각 효과가 향상된다고 주장하였다. Afrid와 Zebib⁽³⁾는 Moffat 등⁽¹⁾의 실험 연구와 같은 내용에 대하여, PCB상의 10행 8열 중 1열의 히터만을 계산 영역으로 설정하여 3차원 자연대류를 수치해석하였다. Kelkar와 Choudhury⁽⁴⁾는 단열벽으로 이루어진 채널의 한쪽 벽에 발열체가 규칙적으로 부착되어 있을 때, 채널 내에는 주기적으로 완전 발달된 유동이 형성된다는 것을 이용하여 하나의 발열체를 포함하는 모듈만을 계산영역으로 설정하여 2차원 자연대류 열전달을 해석하였다. Asako와 Faghri⁽⁵⁾는 수평 채널의 아래쪽 벽면에 발열체가 규칙적으로 배열되어 있을 때, 채널내에 주기적으로 완전 발달된 유동이 형성된다고 가정하여 하나의 발열체만을 포함하는 모듈을 계산영역으로 설정하고 3차원 층류 강제대류 열전달을 해석하였다. 그 결과 발열체의 윗쪽면을 통한 열유속이 옆면보다 크고, 최대값은 윗면의 모서리 부근에서 발생된다고 주장하였다.

PCB 상의 반도체 칩들은 보통 작은 크기의 입방형 또는 직육면체 형태로 부착되어 있기 때문에 Kelkar 등⁽⁴⁾의 연구에서와 같이 2차원으로 해석하면 정확한 해석이 불가능하다. 또한 Afrid 등⁽³⁾의 연구와 같이 PCB 전체를 계산영역으로 설정하면 채널 전체의 유동장 및 온도분포는 구할 수 있지만, 컴퓨터 기억용량 및 계산시간을 많이 필요로

하는 단점이 있다. 전자장비의 냉각은 시스템 내의 최대온도를 주어진 제한온도 이하로 유지하는 것이 목적이므로, 주어진 열입력 및 기하학적 조건에 따른 최대온도의 크기를 구하는 것이 주된 과제이다. 따라서, PCB 전체 영역의 온도분포보다는 최대온도에 더 관심이 있다. Moffat 등⁽¹⁾의 결과에 따르면 PCB 채널내의 주기적으로 완전발달된 영역에서는 칩의 온도가 선형적으로 증가하므로 주기적인 모듈에서의 온도 분포를 알면 채널내의 최대온도를 예측할 수 있다. 이 연구에서는 전자장비에서 자주 볼 수 있는 PCB 채널에서의 자연대류 열전달을 해석하기 위하여, 채널내의 유동을 주기적으로 완전 발달된 3차원 층류 자연대류로 가정하여 하나의 발열체를 가진 모듈만을 계산모델로 설정하고 수치계산하여, Moffat 등⁽¹⁾의 실험결과와 비교 검증하고, 매개변수들이 열전달에 미치는 영향을 조사하고자 한다.

2. 수학적 모델

본 연구에서 선정한 물리적 모형의 형상과 수치계산을 위한 3차원 좌표계는 Fig. 1과 Fig. 2와 같으며, 계산영역으로 설정한 하나의 모듈에 대한 형상은 Fig. 3에 나타나 있다.

모든 발열체에는 일정한 열입력 $Q[W]$ 가 주어지고, 이때 단위 체적당 발열량은 $q[W/m^3]$ 이다. 채널 벽은 단열벽으로서 발열체에서 발생한 열은 모두 채널을 통과하는 유체에 흡수된다고 가정한다. 이러한 가정의 유동을 열적으로 활성(thermally active)되었다고 한다.⁽⁴⁾ 채널내의 주기적으로 완전 발달된 영역에서는 유동의 수력학적 및 열적 특성이 모든 모듈에서 동일하다. 특히 속도장에 있어서는 모든 모듈에서 동일한 속도장이 주기적으로 반복된다. 다만 유체가 채널을 통과할 때 각 발열체에서 소산되어지는 열을 유동이 흡수하므로 온도장은 각 모듈에서 주기적으로 반복되지 않고, 평균온도가 상승하게 되는데, 각 발열체에서 일정한 열을 방출하므로 이 평균온도의 상승량은 각 모듈에서 모두 같게 된다. 즉, 평균온도에 대한 온도의 상대적 변화량은 모든 모듈에서 똑같다. 이러한 온도장을 강제대류에서 압력장을 선형적으로 변하는 부분과 주기적으로 변하는 부분으로 나눈 것⁽⁶⁾과 유사한 방법으로 나눈다. 즉, 각 모듈에서 열입력 Q 의 흡수율 고려한 온도의 선형적 변화부분과 모든 모

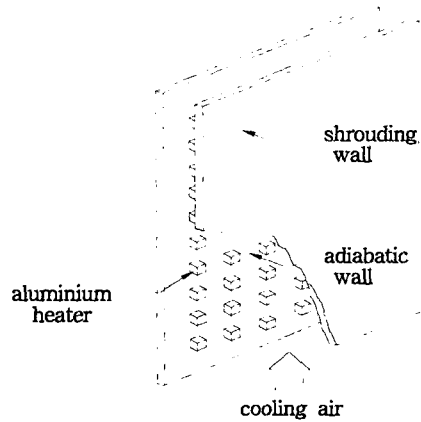


Fig. 1 Configuration of the PCB channel

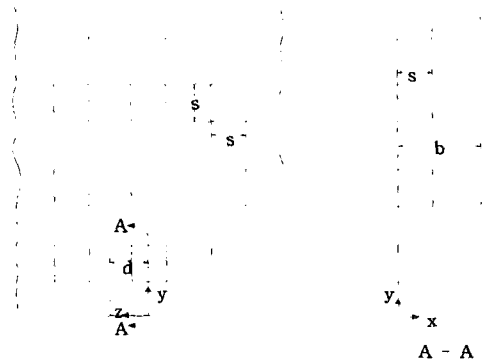


Fig. 2 Schematic diagram of the computational model

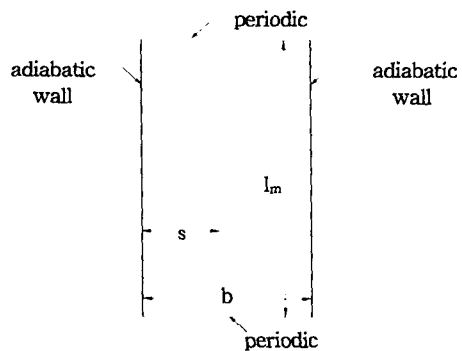


Fig. 3 Periodic module for computation

듈에서 동일한 주기적 변화부분으로 다음과 같이 나눈다.

$$T(x, y, z) = (\tilde{T}(x, y, z) - \tilde{T}_{b,0}) + \gamma y + T_0 \tag{1}$$

여기서, $\bar{T}(x, y, z)$ 는 온도장의 주기적 변화 부분이고, $\bar{T}_{b,0}$ 는 모듈입구에서의 $\bar{T}(x, y, z)$ 의 평균 온도, T_0 는 채널입구에서의 온도이다. γ 는 평균온도의 선형 상승률로 $Q/(\dot{m}c_p l_m)$ 이고, \dot{m} 는 부력에 의해 유발된 질량유량이다. 온도상승률 γ 는 채널 내 질량유량의 함수인데, 질량유량이 기지의 값이 아니고 해의 결과로 나타나는 값이므로, 반복 계산을 통하여 수렴된 값을 구하여야 한다. 그러므로, 에너지방정식은 식(1)을 이용하여 온도장의 주기적인 부분 $\bar{T}(x, y, z)$ 의 항으로 다시 쓰여질 수 있다.

압력장을 주기적으로 변하는 부분과 그렇지 않은 부분으로 나누고, 완전 발달된 영역에서의 속도장이 되기 위해서는 압력과 체력의 정미 결과가 주기적이어야 한다는 것과 boussinesg 근사를 이용하면, 압력장은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$p(x, y, z) = \bar{p}(x, y, z) + r(y)$$

여기서,

$$r(y) = -\rho_0 g(1 + \beta \bar{T}_{b,0})y + \rho_0 g \gamma \beta \frac{y^2}{2} + C_1$$

채널입구에서의 경계조건, $r(0) = p_0$ 와 채널 출구에서의 경계조건, $r(l) = p_0 - \rho_0 g l$ 로부터 C_1 과 $\bar{T}_{b,0}$ 에 대한 정보를 얻을 수 있다. 즉,

$$r(y) = -\rho_0 g(1 + \beta \bar{T}_{b,0})y + \rho_0 g \gamma \beta \frac{y^2}{2} + p_0 \quad (2)$$

$$\bar{T}_{b,0} = \frac{\gamma l}{2} \quad \text{또는} \quad \frac{QN}{2\dot{m}c_p} \quad (3)$$

여기서, l 은 채널의 길이이고, N 은 채널에서 모듈의 개수이다(즉, $N = l/l_m$). 채널에서 온도의 평균 레벨을 결정하는 것은 채널의 길이 즉, 채널내 모듈의 개수이다.

식(3)은 전체 채널에 대한 평균온도의 상승량이 채널내에서의 평균온도 값의 2배임을 의미한다. 따라서, 이 연구에서 설정한 주기적으로 완전 발달된 영역에서의 모듈에 대한 해석은 채널의 중앙에 위치한 모듈에서의 해석이라고 볼 수 있다.

주기적인 속도장과 온도 및 압력장의 주기적 변화 부분을 사용하여 무차원 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식을 표현하면 다음과 같다.

연속방정식

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} + \frac{\partial W}{\partial Z} = 0 \quad (4)$$

X-방향 운동량방정식

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} + W \frac{\partial U}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} \right] \quad (5)$$

Y-방향 운동량방정식

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} + W \frac{\partial V}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2} \right] + \frac{Ra}{Pr} \theta \quad (6)$$

Z-방향 운동량방정식

$$U \frac{\partial W}{\partial X} + V \frac{\partial W}{\partial Y} + W \frac{\partial W}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial Z} + \left[\frac{\partial^2 W}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2} \right] \quad (7)$$

에너지방정식

유체영역 :

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} + W \frac{\partial \theta}{\partial Z} = \frac{1}{Pr} \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} \right] - \frac{1}{2} \frac{1}{Pr} \frac{1}{(l_m/h)(b/h)^2} \frac{V}{M} \quad (8)$$

발열체영역 :

$$\left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} \right] + \frac{1}{K} = 0 \quad (9)$$

여기서,

$$\dot{M} = \int_0^{d/b} \int_0^1 V \, dX \, dZ \quad (10)$$

이고, 사용된 무차원수는 다음과 같다.

$$X = \frac{x}{b}, \quad Y = \frac{y - y_s}{b}, \quad Z = \frac{z}{b}, \quad U = \frac{u}{\nu/b}$$

$$V = \frac{v}{\nu/b}, \quad W = \frac{w}{\nu/b}, \quad \theta = \frac{\bar{T} - \bar{T}_{b,0}}{qb^2/k_f}$$

$$P = \frac{\bar{p}}{\rho(\nu/b)^2}, \quad Ra = \frac{g\beta qb^5}{k_f \nu \alpha_f}, \quad K = k_b/k_f$$

여기서, y_s 는 모듈입구의 y 좌표이다. 또한 모듈 입구면에서의 무차원 평균온도는 다음과 같다.

$$\theta_{b,0} = \frac{1}{4} \frac{1}{Pr} \frac{N}{M} \frac{1}{(b/h)^3} \quad (11)$$

위에서 논의한 무차원 지배방정식에 대한 경계조건은 물리적 조건으로부터 다음과 같이 구해진다.

(1) 모든 벽면과 발열체에서,

$$U = V = W = 0$$

(2) $Y=0$ 및 l_m/b 에서,

$$U(Y=0) = U(Y=l_m/b)$$

$$V(Y=0) = V(Y=l_m/b)$$

$$W(Y=0) = W(Y=l_m/b)$$

$$\theta(Y=0) = \theta(Y=l_m/b)$$

(3) $X=0$ 및 1에서,

$$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$$

(4) $Z=0$ 및 d/b 에서,

$$\frac{\partial}{\partial Z}(U, V, W, \theta) = 0$$

3. 수치해석 방법

하나의 발열체를 가진 모듈에서의 주기적으로 완전 발달된 3차원 층류 자연대류 열전달을 해석하기 위하여, 무차원 지배방정식(4)~(9)는 유한차분법을 이용하여 이산화시켰다. 격자계는 프로그래밍이 쉬운 엇갈리지 않은 격자계(non-staggered grid)를 사용하였다. 이때 엇갈리지 않은 격자계에서 발생하는 압력의 지그재그(zig-zag)현상을 해결하기 위하여 압력 수정 방정식에 다음과 같은 4계 압력완충항(4th-order damping term)을 더하여 계산하였다.

$$4^{th}\text{-order damping term} = 0.01 \Delta_s \nabla^4 p$$

여기서, Δ_s 는 국소 격자크기에 비례하는 상수이다.

속도와 압력의 상호 연관성을 고려하여 주기 위하여 예측자 및 다중 수정자법(predictor/multi-corrector method)을 사용하였고, 모듈의 입·출구면에서는 주기적인 경계조건을 적용하였다. 이 연구에서는 계산영역의 모든 경계에서 Neumann 형태의 경계조건이 주어지기 때문에 주기적인 온도장의 레벨을 결정할 수 없다. 이 레벨은 모듈의 갯수와 질량유량으로부터 식(11)과 같이 모듈입구에서의 평균온도 $\theta_{b,o}$ 를 결정할 수 있다. 따라서, 이 평균온도가 결정되면 전체 온도장은 이 온도 레벨로 보정될 수 있다. 전체적인 해석절차는 다음과 같다.

(1) 속도장, 압력장 및 온도장을 가정하고, 여기에 해당하는 질량유량 \dot{m} 를 계산한다.

(2) 운동량방정식을 풀어서 새로운 속도장을 구하고, 질량유량 \dot{m} 를 다음과 같은 하향이완을 이용하여 다시 계산한다.

$$\dot{m} = \alpha \dot{m}^{new} + (1 - \alpha) \dot{m}^{old}$$

(3) 계산된 속도장과 질량유량을 이용하여 에너지 방정식을 풀어 주기적인 온도장을 계산한다.

(4) 주기적인 온도장으로부터 모듈입구 면에서의 평균온도를 다음과 같이 계산한다.

$$(\bar{T}_{b,o})_{computed} = \frac{\sum |v_{ijk}| \bar{T}_{ijk} \Delta x \Delta z}{\sum |v_{ijk}| \Delta x \Delta z}$$

(5) $(\bar{T}_{b,o})_{computed}$ 와 식(3)의 $\bar{T}_{b,o}$ 를 비교하여 다음과 같이 전체 온도장을 수정한다.

$$\bar{T}_{ijk} = \bar{T}_{ijk} + \delta$$

여기서,

$$\delta = - \left[(\bar{T}_{b,o})_{computed} - \frac{QN}{2\dot{m}c_p} \right]$$

(6) 다음의 수렴조건을 만족할 때까지 (2)~(5)를 반복한다.

$$\left| \frac{\phi^{new} - \phi^{old}}{\phi^{new}} \right| \times 100 < 10^{-3}$$

4. 결과 및 고찰

3차원 PCB 채널에서의 자연대류 열전달을 수치적으로 해석하기 위하여 Fig. 3과 같은 하나의 주기 모듈만을 계산영역으로 설정하고 각 방향으로 적당한 수의 격자로 나누었다. 이 때 사용된 기본 모델의 기하학적 수치는 Table 1에 나타나 있고, 모듈의 개수는 10개로 두었다.

해의 격자 의존성을 조사하기 위하여, Rayleigh수가 1×10^3 인 경우, $24 \times 30 \times 12$, $34 \times 40 \times 17$, 44×50

Table 1 The dimensions of standard model (cm)

h	b	l_m	d
1.27	2.54	3.81	1.27

Table 2 The dependency of the grid system

Grid system	\dot{M}	Relative error (%)*
$24 \times 30 \times 12$	23.71	-
$34 \times 40 \times 17$	22.39	5.9%
$44 \times 50 \times 22$	22.07	1.4%

* Relative error = $\left| \frac{\dot{M}^{finer} - \dot{M}^{previous}}{\dot{M}^{finer}} \right| \times 100$

×22의 격자계에 대하여 각각 해석하였다. Table 2에서 보는 바와 같이 모듈 입구에서의 무차원 질량 유량이 44×50×22의 격자계에서는 34×40×17일 때와 비교하여 약 1.4% 정도 변하였다. 따라서, 34×40×17 이상의 격자계에서는 해가 거의 변하지 않는 것으로 간주하고 본 연구에서의 모든 수치계산은 이 격자계에서 수행하였다.

본 연구에서 사용된 격자계에서의 총 격자점수는 23120개인데 비하여, Afrid 등⁽³⁾의 연구에서 사용된 층류모델에 대한 격자점수는 31416개이고, 난류 모델에 사용된 격자점수는 10만여 개에 이른다. 특히 층류모델에 사용된 격자계는 한 모듈에 3천여 개의 격자점밖에 없는 거친 격자계를 썼음에도 본 연구에서의 격자계에 비하여 상당히 많은 격자점을 요구하고 있다. 따라서, 본 연구에서는 충분한 격자계를 사용하고도 Afrid 등⁽³⁾의 연구에 비하여 컴퓨터 기억용량과 계산시간을 줄이는 효과를 얻을 수 있었다. 채널내에서 부력에 의해 유발된 질량 유량이 결정되면 채널내의 평균온도 레벨과 온도의 선형 상승률을 구할 수 있기 때문에, 자연대류에 의한 PCB 냉각문제에서는 질량유량이 해석의 결과로서 매우 중요한 의미를 갖는다. 또한, 전체 채널을 따른 평균 열전달계수는 채널의 중앙높이에서의 국소 열전달계수와 거의 비슷하기 때문에 본 연구에서 고려된 모듈에서의 평균 Nusselt수는 채널 전체의 평균 Nusselt수로 간주할 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 여러 인자의 변화에 따른 채널내 무차원 질량유량과 Nusselt수의 변화를 조사하여 열전달에 미치는 영향을 조사하였다. 무차원 질량유량(\dot{M})과 Nusselt수(Nu)는 다음과 같이 정의한다.

$$\dot{M} = \int_0^{d/b} \int_0^1 V dX dZ$$

$$Nu = \frac{hs}{k_f}$$

여기서, s 는 발열체의 높이이고, h 는 열전달계수이다. 열전달계수 h 는 다음과 같이 정의한다.

$$h = \frac{Q}{A_b(T_{block} - T_o)} = \frac{2Q}{5s^2(T_{block} - T_o)}$$

본 연구에서 개발된 프로그램의 검증을 위하여 Moffat 등⁽¹⁾의 실험결과와 비교하였다. b/h 가 2, 모듈의 개수가 10개일 경우에 있어서, Rayleigh수의 변화에 따른 평균 Nusselt수의 변화를 Fig. 4에

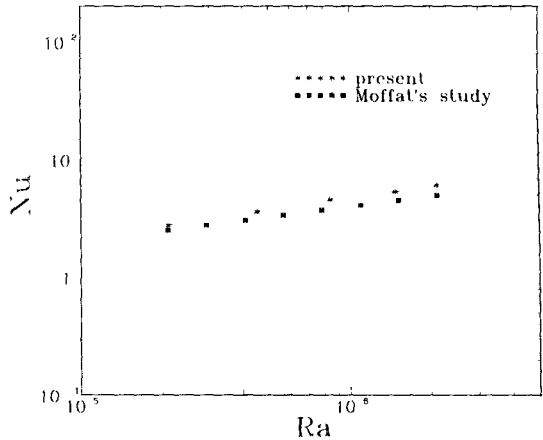


Fig. 4 Variation of the average Nusselt number with Rayleigh number

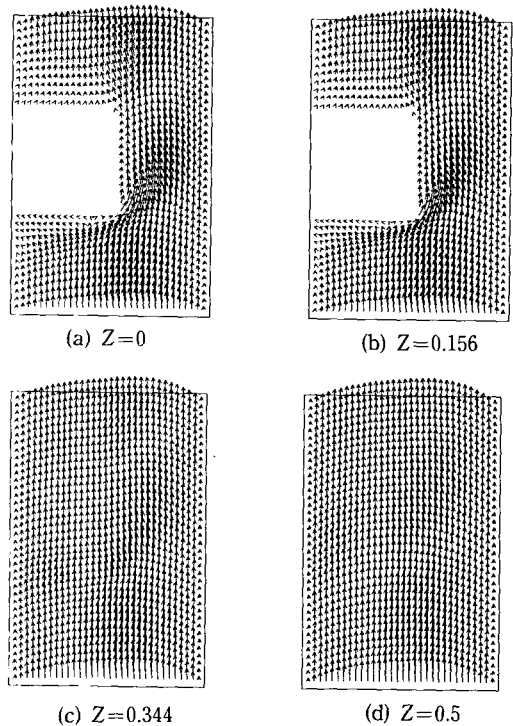


Fig. 5 X-Y cross sectional velocity vector

나타내었다. 여기서 나타낸 실험값들은 본 연구에서 사용된 온도 스케일로 무차원화시킨 값이다. 그림에서 보면 비교적 실험치들과 잘 일치하지만, 본 연구에서 예측한 Nu 수가 실험치들보다 약간 크게 나타났다. 이것은 채널 전체를 주기적으로 완전 발달되었다고 가정한 것과 Moffat의 실험오차에 기

인한 것으로 판단된다.

채널내의 유동특성과 열전달 특성을 조사하기 위하여, 해석의 기본모델로 Rayleigh수가 10^4 , 모듈의 개수가 10개, 열전도계수 비 K 가 10^4 이고, 기하학적인 형상이 Table 1과 같은 경우를 설정하여 수치 계산하였다. Figs. 5, 6, 7은 각각 Z 축 0, 0.156, 0.344, 0.5에서의 X - Y 단면의 속도벡터, X 축 0.121, 0.303, 0.576, 0.879에서의 Y - Z 단면의 속도벡터, Y 축 0, 0.461, 0.731, 1.12에서의 X - Z 단면의 속도벡터를 나타낸 것이다. Fig. 5에서 보면, 모듈입구에서의 속도 분포는 발열체가 유동 저항으로 작용하여 약간 찌그러진 포물선 모양을 하고 있고, 발열체가 존재하는 단면((a), (b))의 유동장에서는 주유동이 많이 휘어 있는 것을 볼 수 있다. 발열체의 상하면 부근에서는 재순환 유동이 예상되나, 완전히 순환되지는 않고 있다. 이는 Rayleigh수가 비교적 낮아서 주유동의 강도가 크지 않아 재순환되지 않고 Z 방향으로 꺾여지기 때문이다. 이것은 Fig. 7(b)에서 확인되어진다. 또한, Fig. 5의 (a)와 (b), (c)와 (d)는 속도벡터가 각각 거의 비슷함을 볼 수 있다. 즉, 발열체가 존재하는 단면상의 속도벡터는 Z 축상의 어느 단면에서나 매

우 유사한 경향을 띠고 있다. 이것은 Z 축으로의 양 끝단이 벽면으로 되어 있지 않고 대칭면으로 이루어져 있어서 점성의 영향을 덜 받기 때문인 것으로 판단된다. 상대적으로 Fig. 6의 Y - Z 단면 속도 벡터는 PCB의 벽면 점성으로 인하여 X 축을 따라 많이 달라지는 것을 볼 수 있다. 특히 Fig. 6(a) 단면 근처에서는 보드의 점성과 발열체의 유동 저항으로 발열체 주위 중에서 가장 유속이 느린 부분이다. Fig. 7에서 보면 X - Z 단면의 속도는 X - Y , Y - Z 단면의 속도에 비하여 속도가 매우 작은 것을 볼 수 있다. 이는 부력에 의해 유발된 유동이 X , Z 방향의 속도에 비하여 Y 방향의 속도가 매우 큰 것을 의미하고, 다만 발열체의 상하면 근처에서는 X , Z 방향의 속도성분이 비교적 크게 나타나 여기서 유동이 많이 휘다는 것을 알 수 있다. 이상에서의 각 단면에서의 속도벡터들로부터 다음과 같은 수력학적 특성들을 살펴볼 수 있다. X 축 방향으로 는 각 수직한 단면에 따른 속도분포가 매우 균일하였으며, Z 축 방향으로 수직한 단면에서는 보드벽면의 점성의 영향으로 많은 차이를 보였다. Y 축 방향으로 수직한 단면에서의 속도는 X , Z 방향의 속도에 비하여 매우 커서, 발열체의 냉각에 미치는 영향이 크고, 발열체의 유동저항으로 인하여 발열체의 상하면 모서리 부근에는 유동이 많이 미치지 못하여 냉각이 불리할 것으로 판단된다. 이것은 본 연구에서와 같이 발열체의 열전도계수가 클 경우에는 별 문제가 되지 않지만, 그렇지 않을 경우에는 발열체내의 냉각 차이로 인하여 균열, 또는 접촉불량 등이 생길 수도 있으므로 고려하여야 할 사항이다.

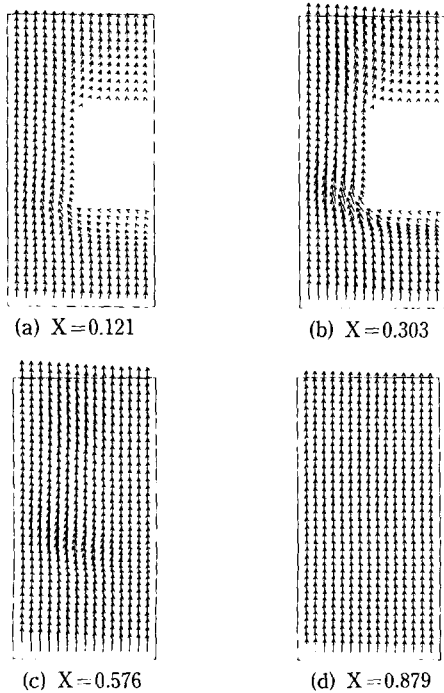


Fig. 6 Y-Z cross sectional velocity vector

4.1 Rayleigh수의 영향

Fig. 4와 Fig. 8은 Rayleigh수가 2.1×10^5 에서

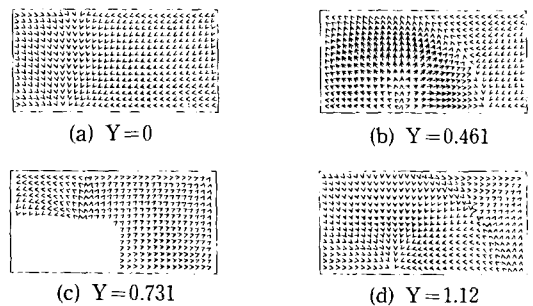


Fig. 7 X-Z cross sectional velocity vector

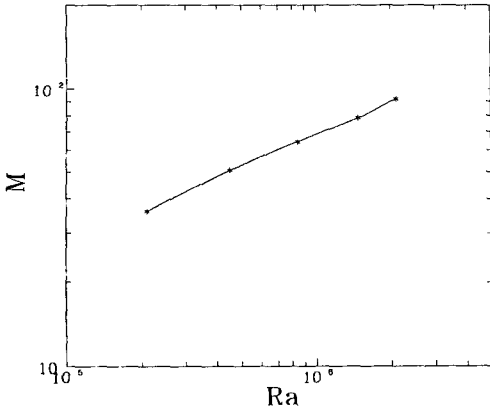


Fig. 8 Variation of the non-dimensional mass flow rate with Rayleigh number

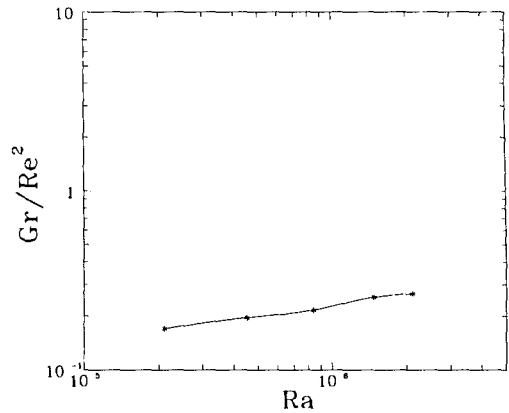


Fig. 9 Variation of the Gr/Re^2 with Rayleigh number

2.1×10⁶까지 변할 때, 각각 채널의 무차원 질량유량과 평균 Nusselt수의 변화를 나타낸 것이다. 모듈의 개수가 일정하고 기하학적 형상이 같을 때, Rayleigh수가 커진다는 것은 부력이 커진다는 것을 의미한다. 부력이 커짐에 따라 유발된 유동의 속도가 증가하여 질량유량이 증가하게 된다. 질량유량의 증가에 따라 채널내의 선형온도상승률 γ 는 작아져서 모듈간의 온도변화는 작아진다. 따라서, 채널의 평균 Nusselt수는 Rayleigh수가 증가함에 따라 증가하게 된다. 이 연구에서는 Rayleigh수가 10배 증가할 때, 무차원 질량유량은 2.55배, 평균 Nusselt수는 약 2.2배 증가하였다. 즉, Fig. 4의 그래프로부터 평균 Nusselt수와 Rayleigh수 사이에는 다음과 같은 관계가 있다는 것을 알 수 있다.

$$Nu \sim Ra^{0.346}$$

Rayleigh수의 변화에 따른 Gr/Re^2 의 변화를 Fig. 9에 나타내었다.

Gr/Re^2 의 비는 자연대류 채널 유동에서 국소적인 부력에 의한 자연대류 열전달과 유발된 유동에 의한 강제대류 열전달의 상대적인 영향을 나타내는데, 보통 1보다 크면 국소적인 부력에 의한 자연대류의 영향이 지배적인 것을 나타내고, 1보다 작으면 유발된 유동에 의한 강제대류의 효과가 지배적인 것을 의미한다. 여기서는 Rayleigh수가 증가할수록 Gr/Re^2 의 비도 커지는데, 이것으로부터 Rayleigh수의 증가에 따라 자연대류에 의한 열전달 효과가 커지는 것을 알 수 있다. 이 연구에서 고려된 Rayleigh수의 범위에서는 Gr/Re^2 의 비가 가장 큰

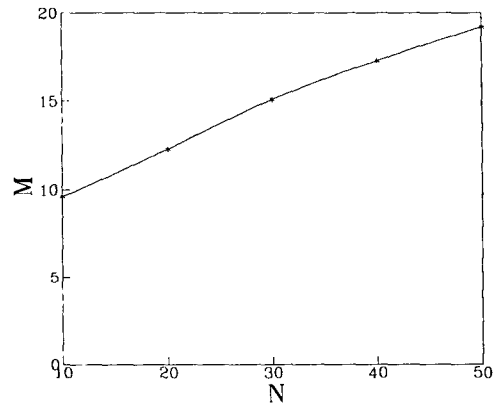


Fig. 10 Variation of the non-dimensional mass flow rate with the number of modules

값이 약 0.3정도이기 때문에, 유발된 유동에 의한 강제대류의 효과가 지배적이고 국소부력에 의한 자연대류 영향은 미미하다는 것을 알 수 있다.

4.2 모듈 개수의 영향

Figs. 10, 11, 12는 모듈의 개수가 10~50개로 변할 때의 무차원 질량유량, 평균 Nusselt수 및 Gr/Re^2 의 변화를 각각 나타낸 것이다.

Fig. 10에서 보면 모듈의 개수가 증가할수록, 무차원 질량유량은 증가하는 것을 볼 수 있다. 이것은 채널이 길어짐에 따라 유발된 유동의 강도가 증가하기 때문이다. 그런데, Fig. 11에서는 질량유량의 증가에도 불구하고 평균 Nusselt수는 오히려 감소하였다. 이것은 온도의 선형 상승률은 질량유량의 증가에 따라 감소하여 모듈간의 온도차는 작아졌지만, 모듈 개수의 증가로 채널입구와 중앙의 발

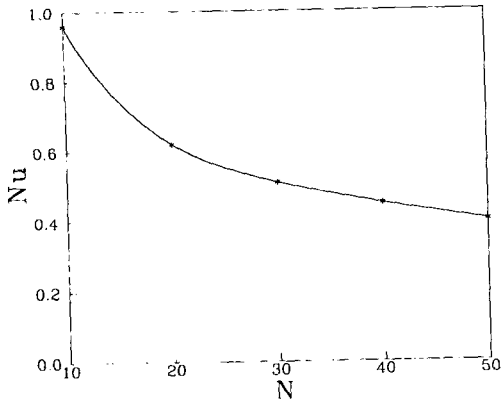


Fig. 11 Variation of the average Nusselt number with the number of modules

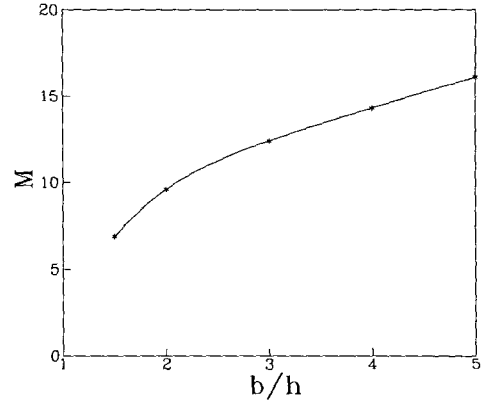


Fig. 13 Variation of the non-dimensional mass flow rate with the channel height

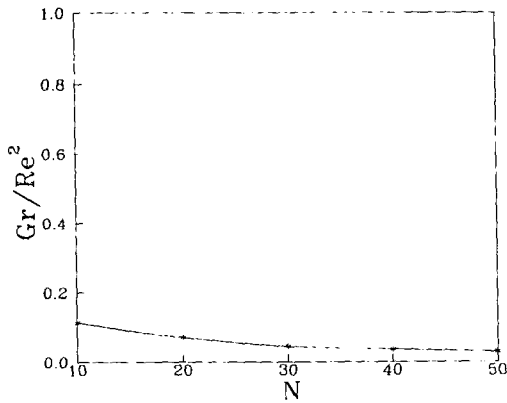


Fig. 12 Variation of the Gr/Re^2 with the number of modules

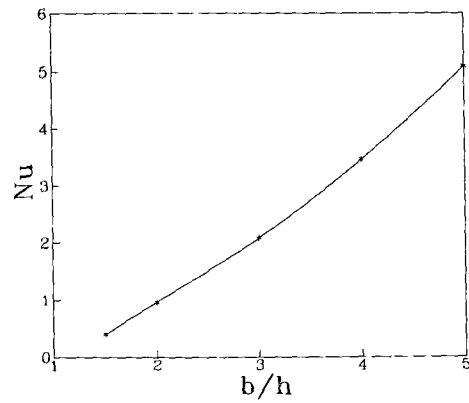


Fig. 14 Variation of the average Nusselt number with the channel height

열체간의 온도차는 더 커졌기 때문이다. 모듈 개수의 증가에 따라 무차원 질량유량은 거의 선형적으로 증가하였지만 평균 Nusselt수는 이에 반비례하여 감소하지 않고, 감소의 폭이 계속 작아져서, 모듈의 개수가 어느 정도 이상에 이르면 더 이상 변하지 않을 것으로 예상된다.

Fig. 12에서는 모듈의 개수가 증가할수록 Gr/Re^2 의 비는 감소하여 거의 0으로 수렴해 가는 것을 볼 수 있다. 이는 채널의 길이가 길어짐에 따라 국소 부력에 의한 자연대류 열전달 효과는 거의 없어지고, 유발된 유동에 의한 강제대류의 영향이 지배적으로 된다는 것을 의미한다.

4.3 채널폭(b/h)의 영향

Fig. 13과 Fig. 14는 각각 b/h 가 1.5~4일 때의

무차원 질량유량과 평균 Nusselt수의 변화를 나타낸 것이다.

Fig. 13에서 보면, 같은 열입력에 대하여 채널폭이 커짐에 따라 무차원 질량유량은 증가하는 것을 볼 수 있다. b/h 가 비교적 작은 범위에서는 b/h 의 증가에 따라 질량유량의 증가폭이 크지만, b/h 가 커질수록 질량유량의 증가폭은 작아진다. 즉, b/h 의 증가에 따라 질량유량은 지수함수적으로 증가하다가 어느 값 이상에서는 거의 선형적으로 서서히 증가하였다. 이것은 채널폭이 증가함에 따라 채널 내의 경계층이 상대적으로 작아져 채널내의 유동이 점성의 영향을 작게 받기 때문에 질량유량이 증가하다가 채널폭이 커짐에 따라 이러한 영향이 줄어들기 때문에 증가 폭이 차츰 줄어들게 되는 것이다. 그러나, 채널폭이 어느 이상에 이르면 더 이상

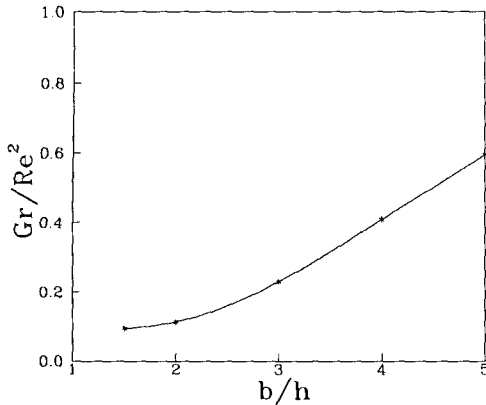


Fig. 15 Variation of the Gr/Re^2 with the channel height

채널에 의한 강제대류의 영향은 없어지고, 독립된 벽(isolated wall)에서의 경계층 문제로 되어 채널폭이 더 커지더라도 질량유량은 더 이상 변하지 않을 것으로 예상된다. 평균 Nusselt수도 채널폭에 따라 무차원 질량유량과 비슷한 경향을 나타내었다. 즉, 채널폭이 증가함에 따라 그 증가폭이 서서히 줄어들어, 어느 이상에 이르면 더 이상 증가하지 않게 된다. 따라서, 채널폭이 비교적 작은 영역에서는 채널폭을 크게 하는 것이 열전달 향상에 훌륭한 결과를 가져오지만, 어느 이상에서는 채널폭을 증가시키는 것이 큰 의미가 없을 것으로 기대된다.

채널폭의 변화에 따른 Gr/Re^2 의 비의 변화를 Fig. 15에 나타내었다. Gr/Re^2 의 비는 채널폭의 증가에 따라 거의 지수함수적으로 커지는 것을 볼 수 있다. 채널폭이 커짐에 따라서 모듈 입구 단면적은 계속 커지지만 질량유량은 그 증가폭이 계속 작아져서 채널 Reynolds수는 갈수록 작아지고, 또한 Rayleigh수의 증가로 인하여 Grashof수는 증가하므로 Gr/Re^2 의 비는 지수함수적으로 증가하게 된다. 그러므로, 채널폭이 커지면 Gr/Re^2 의 비가 커져서 국소 부력에 의한 자연대류 열전달 효과가 커지게 된다.

5. 결 론

주거적으로 완전발달된 PCB 채널에서의 3차원 자연대류 열전달을 수치적으로 해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 완전발달된 영역의 한 모듈만을 계산 영역으로 설정하여 컴퓨터 기억용량과 이에 따른 계산 시간을 줄일 수 있었다.

(2) 평균 Nusselt수는 Rayleigh수의 약 0.346승에 비례하고, 채널 내에서는 유발된 유동에 의한 강제대류의 영향이 국소 부력에 의한 자연대류 열전달의 영향에 비해 지배적이었다.

(3) 모듈의 개수가 많아짐에 따라 질량유량은 거의 선형적으로 증가하였지만 평균 Nusselt수는 오히려 감소하였고, 유발된 유동에 의한 강제대류의 영향이 커졌다.

(4) 채널폭이 커짐에 따라, 질량유량과 평균 Nusselt수는 지수함수적으로 증가하다가 그 증가폭이 점점 작아졌다.

(5) PCB의 냉각은 채널폭이 커질수록, 채널길이 짧을수록 향상되지만, 제한된 공간이라면 채널 사이는 되도록 크게 두고 채널길이를 길게 하는 것이 유리하다.

후 기

이 연구는 1993년도 한국과학재단의 목적기초(특정) 연구과제(과제번호 93-0600-02-02-3) 지원의 연구비에 의하여 수행되었으며, 동 재단의 관계제위께 감사의 뜻을 표한다.

참고문헌

- (1) Ortega, A. and Moffat, R. J., 1985, "Heat Transfer from an Array of Simulated Electronic Components: Experimental Results for Free Convection with and without a Shrouding Wall," *ASME HTD-48*, pp. 5~15.
- (2) Afrid, M. and Zebib, A., 1989, "Natural Convection Air Cooling of Heated Components Mounted on a Vertical Wall," *Numer. Heat Transfer, Part A*, Vol. 15, pp. 243~259.
- (3) Afrid, M. and Zebib, A., 1991, "Three-Dimensional Laminar and Turbulent Natural Convection Cooling of Heated Blocks," *Numer. Heat Transfer, Part A*, Vol. 19, pp. 405~424.
- (4) Kelkar, K. M. and Choudhury, D., 1993, "Numerical Prediction of Periodically Fully Developed Natural Convection in a Vertical

- Channel with Surface Mounted Heat Generating Blocks," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, No. 5, pp. 1133~1145.
- (5) 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.
- (6) Patankar, S. V., Liu, C. H. and Sparrow, E. M., 1977, "Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts Having Streamwise-Periodic Variation of Cross-Sectional Area," *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 180~186.