

3차원 PCB 채널내에서의 복사-혼합대류 열전달 특성

Heat Transfer Characteristics of Radiation-Mixed Convection in a Three-Dimensional PCB Channel

이 주 형*, 박 경 우**, 박 희 용***
 J. H. Lee, K. W. Park, H. Y. Pak

Key words : Numerical analysis(수치해석), Heat transfer correlation(열전달 상관관계), Three-dimensional turbulence(3차원 난류), Radiation-mixed convection(복사-혼합 대류), Specification variation(형상 변화)

Abstract

The interaction of turbulent mixed convection and surface radiation in a three-dimensional channel with the heated blocks is analyzed numerically. Two blocks are maintained at high temperature and the other bottom and horizontal walls are insulated. S-4 method is employed to calculate the effect of the radiative heat transfer. The low Reynolds number $k-\epsilon$ model proposed by Launder and Sharma is used to estimate the turbulent influence on the heat transfer enhancement. From above modeling, the effects of various channel specifications on the flow and heat transfer characteristics are investigated. The variables used for the present study are Reynolds number, block spacing, the channel height spacing for block and the emissivity.

Average Nusselt numbers along the block surfaces are correlated and presented in terms of Reynolds number, emissivity and dimensionless geometric parameters. For the range of conditions in this study, average Nusselt numbers along the block surfaces are strongly influenced by the Reynolds numbers and channel height spacing for block but weakly influenced by the block spacing and the emissivity of the adiabatic walls.

기 호 설 명

b : 채널의 간격(블럭과 채널 윗면간의 거리 [m])

$c_1, c_{1\sigma}, c_{1\epsilon}$: 난류모델의 상수

c_p : 유체의 정압비열 [J/kgK]

D_h : 수력학적 지름 [m]

f_1, f_2, f_μ : 난류모델의 감쇄함수

Gr : Grashof 수

G_b : 난류모델에서의 부력에 의한 생성항

g : 중력 가속도 [m/s²]

* 정회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

** 정회원, LG산전(주), 빌딩시스템연구소

*** 정회원, 한양대학교 기계공학과

- H, h : 채널 및 블록의 높이 [m]
- I : 복사강도 [W/m^2]
- k : 열전도계수 [$W/m \cdot K$] 또는
난류 운동에너지 [m^2/s^2]
- L, L_i : 블록의 길이 [m] 및 입구에서 첫번째
블록까지의 거리 [m]
- Nu : Nusselt 수 [hL/k]
- p : 압력 [N/m^2]
- P_i : 난류에너지 생성항
- Pr : Prandtl 수 [ν/α]
- \vec{q} : 복사 열유속 [W/m^2]
- \vec{r} : 위치벡터
- Re : Reynolds 수 [$\rho D_h u_m / \mu$]
- S : 블록간의 간격 [m]
- T : 온도 [K]
- u, v, w : 직교좌표계에서의 속도 성분 [m/s]
- w_h, w_c : 블록의 두께 [m] 및 블록과 채널벽
간격 [m]

그리스 문자

- α : 열확산 계수 또는 가중 함수값
- β : 열팽창 계수 [K^{-1}]
- δ_{ij} : Kroenecker's delta
- ϵ : 방사율 또는 난류운동에너지 소산율
[m^2/s^3]
- χ : 흡수계수 [m^{-1}]
- μ, μ_t : 층류 및 난류 점성계수 [$kg/m \cdot sec$]
- μ, η, ξ : Ω 의 방향 코사인
- ρ : 유체의 밀도 [kg/m^3]
- $\sigma, \sigma_k, \sigma_\epsilon, \sigma_\epsilon$: 산란계수 또는 k, T, ϵ 에 대한 난류
Prandtl 수
- $\vec{\Omega}$: 입체각

하 첨 자

- b : 흑체 (black body)
- c : 대류 또는 저온
- i, j : x, y, z 의 공간좌표
- h : 고온

- r : 복사
- t : 난류
- w : 벽

1. 서 론

최근에 전자산업의 비약적인 발달로 인하여 전자 장비의 각 구성요소 및 전체 시스템의 고속화와 소형화가 급속도로 요구되고 있다. 이러한 경향은 결국 전자장비에 대한 단위면적당 열발생율을 크게 증가시켜 전자장비의 신뢰도를 저하시키게 된다. 일반적으로 전자장비가 높은 신뢰성을 획득하고 초고속적인 임무를 수행하기 위해서는 발생하는 열량에 관계없이 안정적인 온도 범위 이내에서 작동되어야 할 것이다. 따라서 전자장비에서의 열체제 메카니즘의 개발은 열전달 분야에서 해결해야 할 중요한 문제 중의 하나이다.

대부분의 열발생요소들은 PCB(printed circuit board)위에 세워져 있으며, 이러한 PCB들은 서로 수직 또는 수평의 채널(channel)을 형성하고 있다. 따라서 PCB에 의하여 형성되는 채널에서의 열전달 해석은 다양한 형상, 가열조건, 유동조건 뿐만 아니라 대류와 복사 열전달 사이의 상호작용에 의하여 영향을 받기 때문에 매우 복잡하다. 그러므로 지금까지의 연구에서는 PCB를 평행평판으로 구성된 2차원 채널 내에 가열블럭이 존재하는 형태로 모델링된 연구가 주로 수행되어 왔으며^{(1)~(4)}, 최근에 이르러 3차원에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다. Afrid 등⁽⁵⁾은 단열된 벽에 10개의 가열 블럭이 부착된 3차원 수평 채널에서의 자연 대류에 대한 층류 및 난류 열전달을 수치해석하여 실험치와 비교하였는데 이들에 의하면 난류의 결과가 실험치와 더 근사한다고 하였다. Roeller 등⁽⁶⁾은 하나의 열원 블럭이 존재하는 채널 내에서의 3차원 난류유동구조와 평균 열전달 특성을 실험적으로 연구하였다. 연구결과 채널의 높이와 블럭의 너비가 감소할수록 Nusselt 수는 증가한다고 하였다. 또한 Mahaney 등⁽⁷⁾은 벽면에 블럭이 존재하는 수평 사각덕트내에서의 부력의 효과가 층류유동 및 열전달에 미치는 영향을 수치적으로 규명하였다. 이들에 의하면 Reyleigh 수가 고정된 상태에서

Reynolds 수가 감소함에 따라 가열블럭에서의 평균 Nusselt 수는 부력의 영향으로 감소하여 최소값에 이른 후 점차적으로 증가한다고 하였다.

또한 이제까지 전자장비냉각에서 복사효과의 중요성에 비해 계산의 복잡성 등으로 인하여 복사효과를 고려한 연구는 미미한 실정이었으나, 점차 많은 연구가 수행되고 있다^{(8)~(11)}. 최근 박희용 등⁽¹²⁾은 참여매질이 존재하는 경우의 복사전달 방정식의 해를 구하는 근사해법으로 알려진 구분종좌표법(discrete ordinates method, DOM)⁽¹³⁾을 표면복사에 적용하여 PCB내의 유동 및 열전달특성을 연구하였다.

그러나 지금까지의 연구들은 복사를 고려하였다 하더라도 2차원적 모델링이거나, 혼합대류와 복사 열전달의 영향을 동시에 고려하지 않은 경우가 대부분이다. 신뢰성이 높은 전자장비의 설계를 위한 기초자료를 얻기 위해서는 3차원적인 모델링이 필수적이며, 복사 및 혼합대류의 효과를 모두 고려한 경우가 보다 바람직하다고 할 수 있다.

따라서 이 연구에서는 고온의 블럭이 2개 존재하는 3차원 수평채널에서 복사를 고려한 난류 혼합대류의 유동 및 열전달 특성을 고찰하여, 이를 바탕으로 Reynolds 수, 벽면 방사율 및 기하학적 형상을 변수화하여 채널내의 새로운 열전달 상관관계식을 도출하고자 하였다. 이를 위하여 복사열전

달 해석에는 DOM을 도입하였고, 난류 모델링을 위해서는 Launder와 Sharma⁽¹⁴⁾가 제안한 저 Reynolds 수 k- ϵ 모델(LS-모델)을 적용하였다.

2. 이론적 연구

2.1 해석 모델 및 기본가정

이 연구에서 채택한 계산모델의 기하학적 형상은 Fig.1과 같이 인쇄회로기판을 단순화시킨 것으로서, 고온(T_h)의 블럭이 존재하는 3차원 형태의 수평 채널로 모델링 한 것이다. 여기서 블럭은 고온으로 일정하게 유지되는 칩(chip)을 의미하며, 블럭을 제외한 모든 벽면은 단열상태로 유지되는 기판을 나타낸다. 채널 입구로는 저온(T_c)인 공기가 Reynold 수에 따른 일정한 속도(U_{in})로 유입된다. 또한 z 방향은 기하학적 특성 및 물리적 조건이 중심부에서 대칭적이므로 계산영역을 반으로 잡았다. 채널의 높이 및 너비는 각각 H , W 이며 블럭의 길이는 L , 블럭사이의 길이는 S , 블럭의 높이는 h , 블럭윗면에서 벽면까지의 거리가 b 이고 채널 입구에서 첫 번째 블럭까지의 거리는 L_i 이다. 이상의 기하학적인 특성을 기초로 해석을 위하여 다음과 같은 가정을 하였다.

- (1) 유동은 3차원 정상상태 난류 유동이다.
- (2) 운동량 방정식의 부력항에 나타나는 밀도를

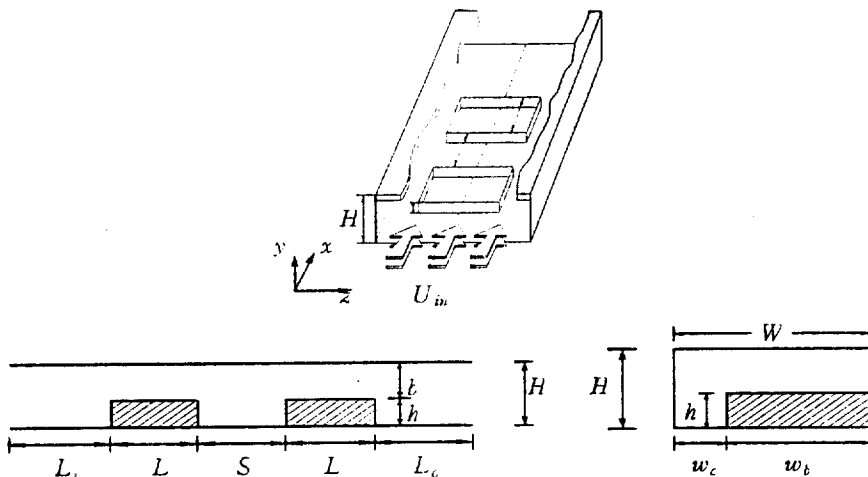


Fig.1 Configuration of typical printed circuit boards and computational domain

제외한 모든 물성치는 일정하고, 부력항에 대해서는 Boussinesq 근사를 적용한다.

(3) 유체는 복사에 대하여 투명하고(이상기체), 각 벽면은 확산적으로 반사하는 비투과 경계이다.

(4) 모든 벽면의 방사율은 일정하다.

(5) 대기에 노출된 입구와 출구는 복사에 대하여 가상 흑체면이다.

2.2 지배방정식

이상의 가정을 기초로한 3차원 채널내의 난류유동을 지배하는 연속방정식, 운동량방정식, 그리고 에너지 방정식을 텐서형으로 나타내면 다음과 같다.

연속방정식 :

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

운동량 방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right\} + \rho g_j \beta (T - T_0) \quad (2)$$

에너지 방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\frac{\mu}{\sigma_i} + \frac{\mu}{\sigma_i} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right\} - \frac{1}{c_p} \nabla \cdot \vec{q} \quad (3)$$

여기서 $x_1 = x$, $x_2 = y$, $x_3 = z$ 이며, $g_1 = g_3 = 0$, $g_2 = -g$ 이고, T 는 온도, ρ , μ 는 각각 밀도와 점성계수를 의미하며, c_p 는 정압 비열이다. 식 (2)에서 나타난 난류점성계수(μ)는 난류운동에너지(k)와 난류에너지소산율($\bar{\epsilon}$)에 의해서 아래와 같이 구해진다.

$$\mu_t = \frac{c_\mu \rho k^2}{\bar{\epsilon}} \quad (4)$$

이때, c_μ 는 난류모델링의 방법에 따라 정의되는 실험상수이다. 식 (4)를 계산하기 위해서는 난류운동에너지(k)와 난류에너지소산율($\bar{\epsilon}$)이 필요한데 이를 위하여 난류에 대한 모델링이 이루어져

야 한다.

2.3 난류 모델링

3차원 채널유동에서의 대류 및 복사효과를 고려한 혼합열전달의 열 및 유동특성을 규명하기 위해서는, 블럭 및 벽근처 유동의 정확한 예측이 매우 중요하다. 따라서 이 연구에서는 벽근처의 점성저층(viscous sublayer) 영역에서의 강한 점성효과를 효과적으로 다룰 수 있는 저 레이놀즈 $k-\epsilon$ 모델을 채택하였다.

저 레이놀즈 $k-\epsilon$ 모델은 Jones과 Launder(JL-모델)⁽¹⁵⁾가 처음 제시한 이래로 여러 연구자들에 의하여 서로 다른 모델들이 제시되었으나, 이 연구에서는 Launder와 Sharma(LS-모델)가 제안한 모델을 사용하였다. LS-모델은 Rodi⁽¹⁶⁾에 의하여 해의 타당성이 입증된 바 있으며, 고정된 경계면을 수치적으로 처리할 때 벽면함수를 필요로 하지 않기 때문에 이 연구에서와 같이 블럭 등이 존재하는 복잡한 형상에서의 유동해석에 아주 적합하다고 할 수 있다.

LS-모델에 따른 난류운동에너지(k)와 난류에너지 소산율($\bar{\epsilon}$) 방정식은 다음과 같다.

난류운동에너지 방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k + G_k - \rho(\bar{\epsilon} + D) \quad (5)$$

난류운동에너지 소산율방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \bar{\epsilon}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \bar{\epsilon}}{\partial x_i} \right] + \frac{\bar{\epsilon}}{k} (C_{1\epsilon} f_1 P_k C_{3\epsilon} G_k) - C_{2\epsilon} \bar{\epsilon} + E \quad (6)$$

식 (5)에서 P_k 는 Reynolds 전단응력에 의한 생성항, G_k 는 부력에 의한 생성항, D 는 벽근처의 점성응력(viscous stress)에 의한 생성항을 각각 나타내며, 이들은 아래의 식과 같다.

$$P_k = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (7)$$

$$G_i = -\frac{\mu}{\sigma_i} g\beta \frac{\partial T}{\partial y_i} \quad (8)$$

$$D = -2\mu \left(\frac{\partial \sqrt{k}}{\partial x_i} \right)^2 \quad (9)$$

그리고 식 (6)에 나타난 E 는 벽면근처에서 난류운동에너지의 실험치에 근접시키기 위하여 부가된 항으로 다음과 같다.

$$E = \frac{2\mu\mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_i} \right)^2 \quad (10)$$

난류모델링을 위하여 Launder와 Sharma가 제안한 식들에 사용된 각종 실험상수들은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sigma_r &= 0.9 \quad \sigma_k = 1, \quad \sigma_\epsilon = 1.3 \quad f_1 = 1.0 \\ C_1 &= 1.0, \quad C_{1\epsilon} = 1.44, \\ C_{2\epsilon} &= 1.92 [1 - 0.3 \exp(-Re_r^2)] \\ C_{3\epsilon} &= \tanh\left(\frac{v}{u}\right) \quad C_\mu = 0.09 \exp\left[\frac{-3.4}{(1 + Re_r/50)^2}\right] \end{aligned} \quad (11)$$

여기서 C_μ 계산식에 나타난 Re_r 는 난류 Reynolds 수로서 다음과 같다.

$$Re_r = \frac{\rho k^2}{\mu \epsilon} \quad (12)$$

LS-모델은 표준 k- ϵ 모델과는 달리 새로운 소산율변수 $\bar{\epsilon}$ 를 사용하여, 벽면에서 이를 0으로 줄 수 있게 함으로서 수치해석시 매우 편리하다. 즉, 표준 k- ϵ 모델 등에서 사용되는 ϵ 은 다음과 같은 관계가 있다.

$$\epsilon = \bar{\epsilon} + D \quad (13)$$

여기서 D 는 벽면에서 $\bar{\epsilon}$ 가 0이라 주어질 때 벽근처에서 k- ϵ 방정식과 평형을 이루는 ϵ 값이 0이 되지 않도록 하기 위한 부가적인 항이다.

2.4 복사모델링

산란을 고려하지 않은 표면복사의 경우 복사전달 방정식을 계산함으로써 복사열유속을 구할 수 있는

데, 계산된 복사열유속은 단열 경계조건의 해석 및 열전달량을 계산하는데 사용된다. 일반적으로 흡수 및 방사하는 매질에 대해 복사 강도 항으로 나타나는 복사전달방정식은 다음과 같다.

$$\mu \frac{\partial I}{\partial x} + \eta \frac{\partial I}{\partial y} + \xi \frac{\partial I}{\partial z} = -\chi I + \chi I_b \quad (14)$$

여기서 I 는 공간상의 임의 좌표(x, y, z)에서 $\vec{\Omega}$ 방향으로의 복사강도를 나타내고, μ, η, ξ 는 복사 강도의 진행방향에 대한 방향코사인, χ 는 매질의 흡수계수, 그리고 I_b 는 흑체의 복사강도를 의미한다. 복사전달방정식을 계산하기 위하여 이 연구에서는 구분종좌표법을 적용하였는데, 이 방법은 공간상에 존재하는 4π 의 입체각을 유한한 수의 복사 강도방향으로 나누고 이들 각각의 방향에 특정한 가중함수를 곱하여 복사전달방정식에 나타나는 복사 강도의 각적분을 각각의 복사강도방향에 대한 합 의 형태로 근사시켜 해를 구하는 방법이다.

또한, 복사전달방정식에 대한 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} I(x, y, z; \vec{\Omega}) &= \epsilon I_b(x, y, z) \\ &+ \frac{\rho}{\pi} \int_{\vec{n} \cdot \vec{\Omega} < 0} |\vec{n} \cdot \vec{\Omega}| I(x, y, z; \vec{\Omega}') d\vec{\Omega}' \end{aligned} \quad (15)$$

여기서 $I(x, y, z; \vec{\Omega})$ 는 벽면을 떠나는 복사강도, ϵ 은 방사율, ρ 는 반사율이다. 그리고 \vec{n} 벽면에서의 단위수직벡터이며 $\vec{\Omega}'$ 는 입사각이다. 식 (15)의 우변은 벽면에서의 방사에너지와 입사되는 복사의 반사에너지를 각각 의미한다.

식 (14)와 그 경계조건식인 식 (15)를 이용하여 복사강도가 계산되면 복사열유속은 다음식으로 계산된다.

$$\vec{q}_r = \int_{4\pi} I(x, y, z; \vec{\Omega}) d\vec{\Omega} \quad (16)$$

2.5 경계조건

모든 벽면 및 블럭표면에서의 속도는 점착조건을 주었으며, 채널입구에서는 균일한 속도(U_m)로 유입된다고 하였고, 출구에서는 속도구배가 0이라고 하였다. 특히 입구에서의 유입속도는 인 연구의 주

변수인 Reynolds 수의 변화에 따라 각기 다른 값으로 계산되는데, Reynolds 수의 정의는 다음과 같다.

$$Re = \frac{\rho u_{in} D_h}{\mu} \quad (17)$$

여기서 $D_h (=4A/P)$ 는 수력직경으로 A 는 유체 접촉면적을 P 는 유체와의 접촉 둘레 길이를 나타낸다.

블럭은 고온(400K)으로 일정하게 유지되며, 입구에 차가운 공기(288K)가 유입된다. 그리고 출구에서의 온도구배를 0이라고 하였으며 블럭을 제외한 모든 벽면은 단열로 가정하였다. 즉, 복사에 의한 단열벽면에서의 온도 방사율을 일정한 값으로 하여, 아래와 같이 국소에너지 평형을 고려하여 계산하였다.

$$(-k \nabla T + \vec{q}_r) \cdot \vec{n} = 0 \quad (18)$$

이 연구에서는 작동유체인 공기는 복사 비참여매질이므로 식 (3)의 에너지 방정식에 나타난 \vec{q}_r 은 0이 되며, 복사열전달이 실제유동장에 영향을 미치는 부분은 식 (18)과 같은 형태로 온도장에 기여한다.

대칭면에서의 속도 및 온도는 다음과 같은 대칭경계조건을 적용하였다.

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0, w = 0 \quad (19)$$

또한, 복사강도계산은 대칭면으로부터 계산영역으로 들어가는 복사강도를 거울효과(mirror effect)를 이용하여 구하였다.

2.6 수치해석

유동 및 온도장을 예측하기 위하여 물리적인 급격한 변화가 예상되는 벽면 및 블럭 주위영역에 격자를 밀집시킨 $70 \times 22 \times 22$ 의 비균일 격자계로 나누고 검사체적법을 사용하였다. 운동량 방정식에 나타나는 압력항은 SIMPLER⁽¹⁷⁾ 알고리즘으로 처리하였고, 이산화방정식은 선순법으로 반복계산하였다.

복사를 해석하기 위하여 도입된 구분종좌표법은

복사전달방정식의 해석에 사용되는 이산화방정식을 SIMPLER 알고리즘에서 사용하는 동일한 격자점에서 구할 수 있는 장점이 있다. 또한 이 연구에서와 같이 계산영역내에 복사에 투명한 매질과 블럭이 동시에 존재하는 경우에는 흡수계의 물리적인 의미를 통하여 복잡한 기하학적 형상에도 간단하게 적용할 수 있는 장점이 있다. 즉 복사에 대하여 투명한 공기인 경우 해석영역의 흡수계수를 0으로 두며, 블럭이 존재하는 영역에서는 무한대로 고정하여 해석한다.

복사전달방정식 식 (14)를 Fig.2와 같은 임의의 미소체적에 대하여 이산화 하면 다음과 같다.

$$\mu(A_e I_e - A_w I_w) + \eta(A_n I_n - A_s I_s) + \xi(A_u I_u - A_d I_d) + \chi_p I_p \Delta V = \chi I_{bp} \Delta V \quad (20)$$

여기서, A 는 표면적으로 $A_e = A_w = \Delta y \Delta z$, $A_n = A_s = \Delta x \Delta z$ 그리고 $A_u = A_d = \Delta x \Delta y$ 이며, 미소체적 ΔV 는 $\Delta x \Delta y \Delta z$ 이다.

구분종좌표법(S-N)에서 고려되는 총 구분각의 수는 3차원인 경우 $N(N+2)$ 이다. 여기서 N 은 S-N의 차수를 의미한다. 이 구분각에 대해서 복사강도를 구하기 위해서는 3개의 방향코사인 μ , η , ξ 의 음·양에 따라 Fig.3에 나타낸 바와 같이 8가지의 진행방향(sweep)으로 계산한다. 진행방향의 선택은 복사강도 계산시 매우 중요하게 작용하며, 또한 진행방향 순서의 결정은 계산된 복사강도의 신뢰성 판단에 결정적인 역할을 한다. 이 연구에서

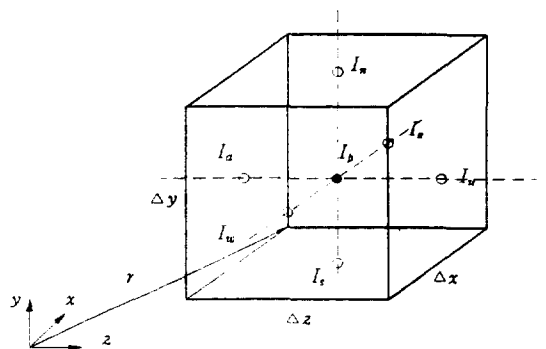


Fig.2 Schematic diagram of arbitrary control volume and radiative intensity

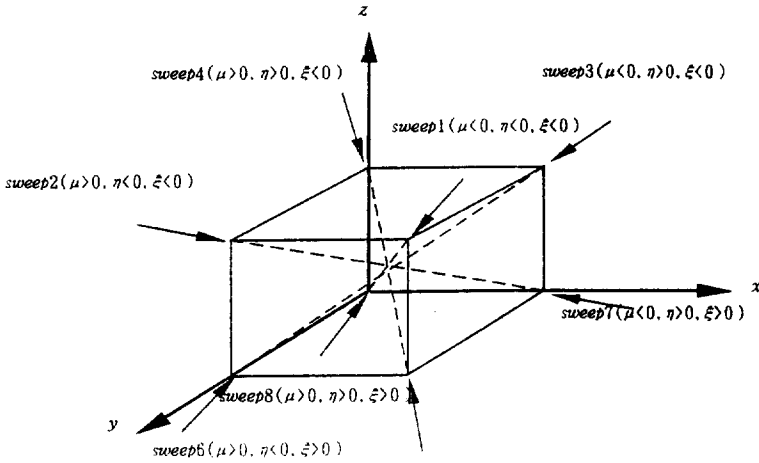


Fig.3 Integral directions for discrete ordinate method

는 3차원 복사강도 해석시 필요한 3개의 방향코사인
의 구분각에 대한 값은 Jamaluddin 등⁽¹⁷⁾이 제
시한 값을 사용하였다. 그리고 복사전달방정식이
미지의 복사강도를 포함하고 있으며 경계조건식이
입사되는 복사에너지와 관련되어 있으므로 반복적
으로 계산을 수행한다. 이 연구에서는 구분종좌표
법 중에서 산란을 고려하지 않은 S-4를 사용하였
으며 가중함수는 0.5(다이아몬드차분, diamond di-
fference)를 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

이 연구에서는 두 개의 PCB에 의하여 형성되는
영역을 3차원 채널로 모델링하여, 채널내의 난류
혼합대류 및 복사에 의한 유동 및 열전달을 수치적
으로 규명하고 작동조건 및 기하학적 형상변화에
따른 채널내의 새로운 열전달 상관관계식을 도출하
고자 하였다. 이를 위해 발열체인 칩을 모델링한
고온으로 유지되는 블럭의 x-방향 길이 L을 기준
으로 블럭간의 간격(S/L), 블럭과 채널 윗벽면 사
이의 간격(b/L), Reynolds 수(Re) 그리고 방사
율(ε) 등의 변화가 유동 및 열전달에 미치는 영향
을 예측하였다. 작동 유체는 공기(Pr 0.7)이며, 흡
수계수가 0인 투명한 기체로 간주하였다. 이 연구
에서 채택한 해석모델의 기하학적 기본형상을

Table 1 Base data for specifications

Block length (L)	0.05m
Block spacing (S)	0.05m
Channel width (W)	0.05m
Block height (h)	0.02m
Block width (w _b)	0.04m
Channel height spacing (b)	0.025m
Entrance length (L _e)	0.05m
Exit length (L _o)	0.5m
Emissivity (ε)	1.0

Table 2 Variation of parameters for present work

Reynold number Re (U _m)	5,000(2.19), 7,500(3.29), 10,000(4.38), 16,993(7.45), 20,000(8.77)
Blocks spacing (S/L)	0.5, 0.75, 1.0
Channel height (b/L)	0.25, 0.5, 0.75, 1.0
Emissivity (ε)	0.25, 0.5, 0.85, 1.0

Table 1에 나타냈으며, 고려하고자 하는 변수의 범
위를 Table 2에 도시하였다.

전자장비 냉각에서 가장 주된 관심은 블럭표면에

서의 열전달 향상이다. 이 연구에서는 전체 열전달의 대부분을 차지하는 블럭표면에서의 열전달특성을 수치적으로 규명하고자 하였다. 블럭표면에서의 열전달은 대류와 복사복사에 의한 열전달로 나눌 수 있으며, 일반적으로 다음과 같이 정의되는 국소 Nusselt 수(Nu_c)와 평균 Nusselt 수(\overline{Nu})에 의하여 이들 값을 정량화 할 수 있다.

$$Nu_c = -\frac{\partial T}{\partial y} \cdot \frac{L}{T_h - T_c} \quad (21)$$

$$Nu_c = \int_{2\pi} (\vec{n} \cdot \vec{Q}) Id\vec{Q} \cdot \frac{L}{k \cdot (T_h - T_c)} \quad (22)$$

$$Nu_c = Nu_o + Nu_r \quad (23)$$

$$\overline{Nu} = \frac{1}{A} \int Nu dA \quad (24)$$

여기서 L , k , T_h , T_c , Nu_o , Nu_r , Nu_c 는 각각 특성길이, 열전도계수, 블럭의 온도, 냉각유체의 온도, 대류 Nusselt 수, 복사 Nusselt 수 그리고 총 Nusselt 수를 의미하며 \overline{Nu} 는 평균 Nusselt 수이다.

3.1 열전달 특성

3.1.1 속도 및 온도 분포

이 연구에서는 Table 1에 나타난 기본형상에 Reynolds 수가 16,993인 경우를 기본해석모델이라 하였다. 이러한 기본해석모델에 대한 열전달 특

성을 살펴보기 전에 첫번째 블럭 중앙($x=0.075m$) 부분에서의 $v-w$ 속도분포 및 온도분포를 Fig.4(a), (b)에 각각 나타내었다. 특히 속도분포를 나타낸 Fig.4(a)는 2차원 모델에서 분석할 수 없는 측면 유동을 설명하기 위하여 도시한 것이다. 그림에서 보는바와 같이 채널벽과 블럭 측면에 의하여 형성된($z=0.0\sim 0.01m$) 유로를 통하여 부력에 의하여 상승되는 유체가 블럭 선단을 지나 대칭면으로 이동하고 있음을 알 수 있다. 이러한 유동장은 Fig.4(b)에 나타난 온도분포와 밀접한 관계가 있다. 온도분포를 살펴보면 블럭표면 뿐만 아니라 채널 상부의 단열면에도 열경계층이 형성되어 있는데, 이는 복사가 온도장에 영향을 미치고 있음을 보여주는 것이다. 이는 복사의 영향이 유동장내의 온도구배를 균일하게 하려는 효과에 기인한 것이다.

3.1.2 국소 Nusselt 수 분포

Fig.5는 Re 가 16,993인 경우에 블럭표면에서의 전반적인 열전달특성을 대류, 복사 그리고 이들의 합인 총 국소 Nusselt 수 분포를 나타낸 것으로 두 블럭에서의 열전달 분포는 거의 같은 형태를 띠고 있다. 먼저 대류에 의한 국소 Nusselt 수(Nu_c) 분포를 보면, 블럭선단($x=0.05m$, $z=0.01\sim 0.05m$)에서 가장 열전달이 활발한데 이는 저온의 유체(288K)가 고온의 블럭(400K)과 만나면서 큰 온도차로 인하여 식 (21)에서 정의한 대류에 의한 국소 Nusselt 수(Nu_c)가 매우 크게 나타나는 것이다. 이러한 분포는 유체가 블럭을 따라 흘러 나가면서 점차 가열되므로 감소하는 경향을 보이고 있다.

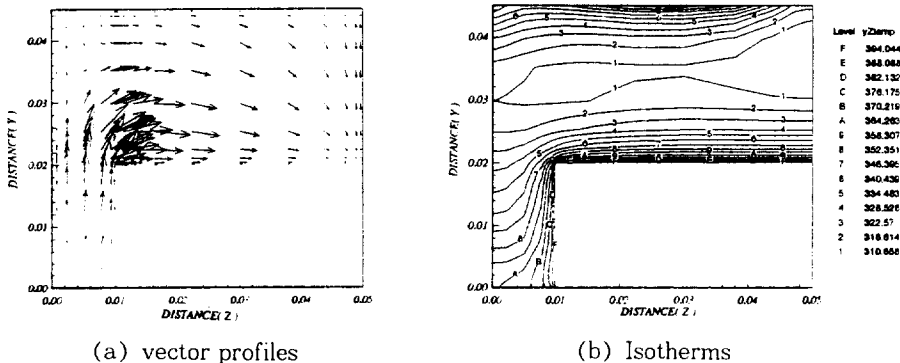


Fig.4 Vector profiles and isotherms above first block ($Re=16,993$, $x=0.075m$)

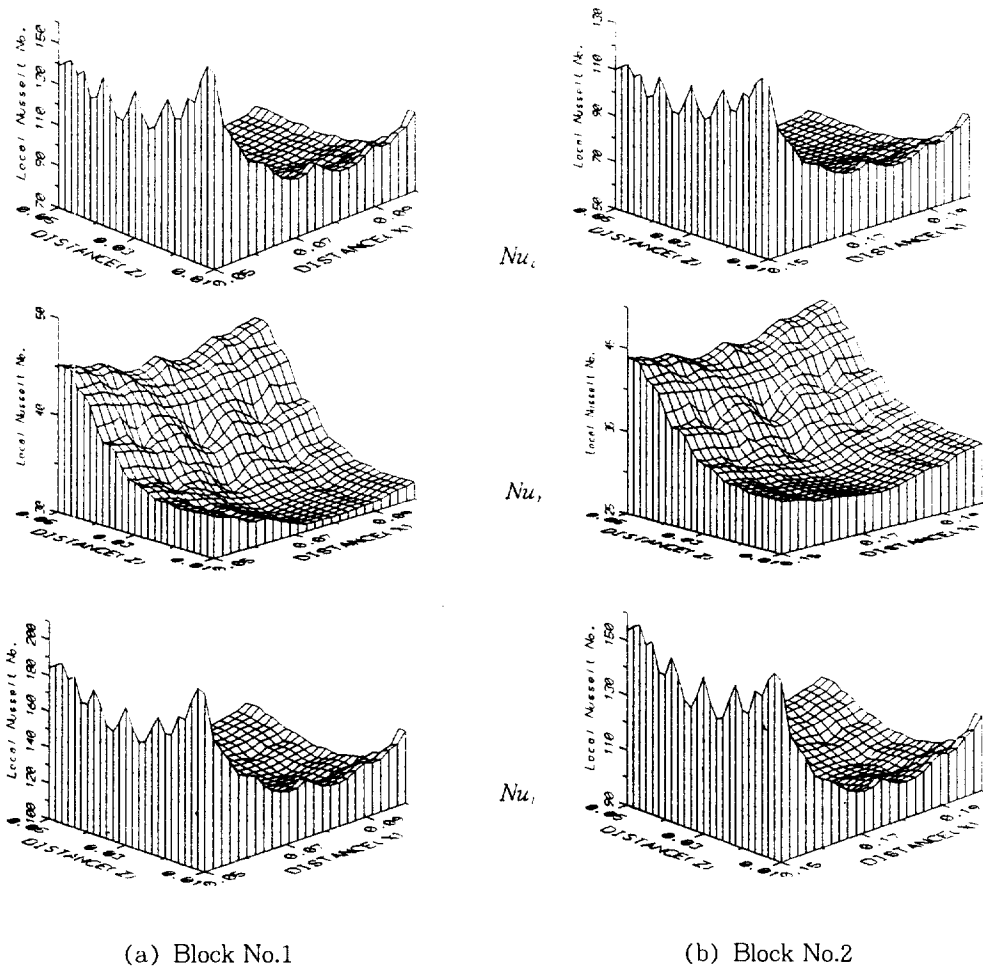


Fig.5 Local Nusselt number distribution on the surface of the two blocks in case of basic specification

그러나 블럭의 측면($z=0.01m$, $x=0.05\sim 0.1m$)에서의 대류 Nusselt 수는 기존의 2차원 형상에 대한 연구와는 다르게 x -방향으로 지날수록 감소한 후 블럭의 후미에서 약간 증가하는 분포를 보이는데, 이는 측면과 블럭사이에 형성된 좁은 유로($z=0\sim 0.01m$)를 통하여 빠르게 유체가 흘러 나가기 때문이다. 이러한 유체유동으로 인하여 $z=0.01m$ 에서 열전달이 활발하게 이루어진 뒤 대칭면으로 갈수록 점차 감소하는 것이다. 그리고 복사에 의한 국소 Nusselt 수 분포는 $z=0.05m$ 인 대칭면으로

갈수록 점점 증가하고 있는데, 이는 블럭면 위에서의 형상계수(view factor)가 대칭면으로 갈수록 점점 커지기 때문이다.

또한 $z=0.01m$ 부근에서의 복사에 의한 열전달량은 x -방향으로 갈수록 점차 감소한 후, 블럭 끝부분에서 약간 증가하고 있는데 이러한 현상은 대류에 의한 Nusselt 수 분포에 대하여 언급한 바와 같이 블럭 끝부분에서 첫 번째 블럭과 두 번째 블럭에 의하여 형성되는 캐비티(cavity) 내부로 유체가 흘러 들어가기 때문에 발생하는 현상이다. 대

류와 복사에 의한 열전달량을 합한 총 국소 Nusselt 수 분포는 전체적으로 첫 번째 블럭이 두번째 블럭에서 보다 크게 나타났으며, 주유동방향으로는 블럭이 시작되는 선단과 끝부분에서, 측면유동방향(z-방향)에서는 측면 선단 및 대칭면이 크게 나타난다. 이러한 현상이 발생하는 주된 원인은 블럭입구와 끝부분에서는 대류에 의한 영향이, 대칭면에서는 복사에 의한 영향이 각각 지배적이기 때문이다.

3.1.3 블럭표면에서의 난류운동에너지(k)와 난류에너지소산율($\bar{\epsilon}$)

이 연구에서 3차원 난류유동을 다루었으므로 난류운동에너지(k)와 난류에너지소산율에너지($\bar{\epsilon}$)의 분포를 살펴 볼 필요가 있다. 이를 위하여 첫번째 블럭과 두번째 블럭 중간위치($x=0.125m$)에서 y-z면에 대한 난류운동에너지(k)와 난류에너지소산율($\bar{\epsilon}$) 분포를 Fig.6(a)와 (b)에 각각 나타내었다. 그림에서 나타난 바와 같이 블럭의 높이와 같은 y 위치($y=0.02m$) 근처에서의 난류운동에너지 및 소산율이 가장 크게 나타났는데, 이는 블럭이 유동의 흐름을 방해함으로써 블럭표면에서의 유동 저항이 증가하기 때문에 전단응력에 의한 난류운동에너지가 높으며 또한 에너지소산율도 높게 나타나

는 것이다. 또한 채널 밑면으로 갈수록 점성력의 영향이 커지게 되어 난류운동에너지 및 소산율이 감소함을 알 수 있다.

3.2 열전달 상관관계식

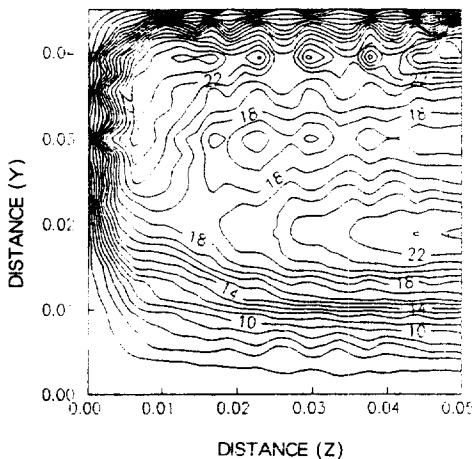
이 연구에서는 Reynolds 수 및 기하학적 형상변화에 대한 블럭표면에서의 열전달 수치해 결과를 이용하여 열전달 상관관계식을 유도하고자 하였다. 채널의 기하학적 형상 및 유동 매개변수의 변화에 따른 Nusselt 수의 함수적 의존성은 다음과 같은 형태로 나타낼 수 있다.

$$Nu = f(Re, b/L, S/L, \epsilon) \tag{25}$$

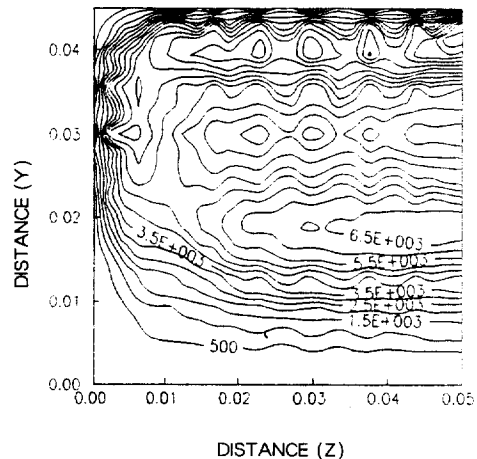
일반적으로 Nusselt 수와 함수관계를 갖는 변수는 주로 Reynolds 수와 형상들이지만 복사를 고려할 경우에 벽면방사율의 영향을 무시할 수 없으므로 식 (25)에 나타난 바와 같이 벽면방사율도 중요한 변수로 작용하는 것이다. 이 연구에서는 먼저 이들 매개변수들의 변화에 따른 Nusselt 수와의 의존성을 규명한 후 상관관계식을 도출하고자 하였다.

3.2.1 Reynolds 수의 영향

블럭표면에서의 Reynolds 수에 대한 평균 Nusselt 수의 의존성을 규명하기 위하여 기본형상에



(a) k-distribution [unit : $m^2 \cdot s^{-2}$]



(b) $\bar{\epsilon}$ -distribution [unit : $m^2 \cdot s^{-2}$]

Fig.6 Turbulent kinetic energy and its dissipation rate at $x=0.125m$, $Re=16,993$

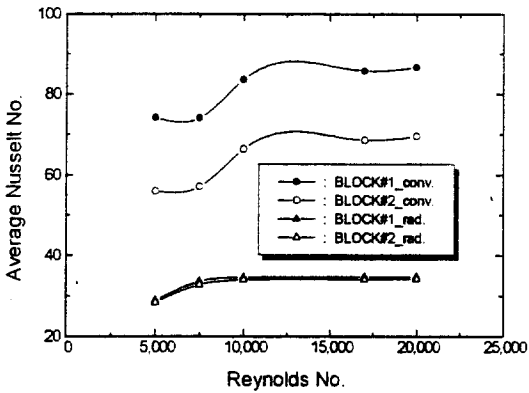


Fig.7 Average Nusselt number for various Reynolds numbers in case of $S/L=1.0$, $b/L=0.5$, and $\epsilon=1.0$

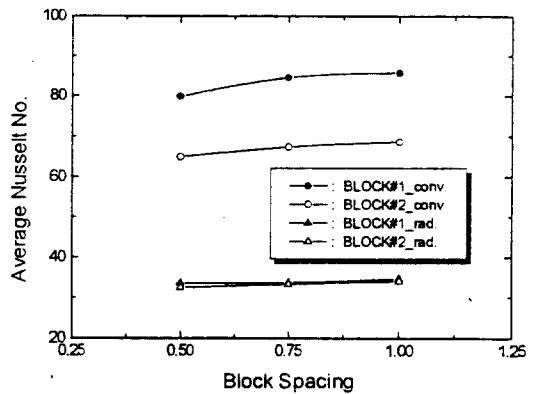


Fig.8 Average Nusselt number for various block spacings(S/L) in case of $Re=16$, 993 , $b/L=0.5$, and $\epsilon=1.0$

서의 평균 Nusselt 수를 Reynolds 수의 함수로 Fig.7에 도시하였다. 그림에서 보면 대류에 의한 평균 Nusselt 수는 대체적으로 Reynolds 수가 증가함에 따라 증가하고 있음을 알 수 있다. 이는 Reynolds 수가 증가할수록 주유동 방향의 유속이 증가함으로써 열경계층의 두께가 얇아져 블록표면에 큰 온도구배가 형성되기 때문이다. 일반적으로 강제대류에 대한 자연대류의 영향을 나타내는 Gr/Re^2 값이 1인 경우 자연대류 및 강제대류의 영향이 거의 비슷하다고 할 수 있다. 그러나 Reynolds 수가 5,000에서 7,500으로 증가할 경우 열전달이 약간 감소하였는데, 이는 Reynolds 수가 5,000~7,500인 경우 Gr/Re^2 값이 5~11 사이로 자연대류에 의한 부력의 영향이 감소하면서 혼합 열전달이 순수 강제대류로 천이되기 때문이다. 따라서 Reynolds 수가 7,500 이상인 경우에는 강제대류의 영향이 자연대류보다 큰 영향을 주는 영역임을 알 수 있다. 또한 복사에 의한 평균 Nusselt 수도 Reynolds 수가 증가함에 따라 약간씩 증가하고 있으며, 특히 Reynolds 수가 5,000에서 7,500으로 증가할 때 열전달량의 증가폭이 가장 크며 이후 거의 변화가 없게 나타났다. 이러한 열전달의 증가에 대한 경향은 두 블록에서 거의 동일하게 나타났다. 특히 첫번째 블록에서의 열전달이 두번째 블록보다 훨씬 크게 일어나는데, 이는 차가운 유입 유체가

두번째 블록을 지날때는 어느정도 안정된 상태가 되기 때문이다. 두번째 블록의 경우 Reynolds 수가 7,500에서 10,000으로 증가할 때 대류에 의한 평균 열전달은 16% 증가하였고, 복사에 의한 평균 열전달은 3.7% 증가하고 있다.

Fig.7을 바탕으로 이들 두변수의 관계를 선형적인 형태로 나타내기 위하여 최소자승법(least square method)을 사용하여 구하면 $\overline{Nu} \sim Re^n$ 과 같은 형태로 나타내게 된다. 따라서 Reynolds 수의 항으로 나타낸 평균 Nusselt 수의 함수적 의존성은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\overline{Nu} = C \cdot Re^n \quad (26)$$

여기서 C 는 채널형상 및 방사율에 의존하는 상수이다.

각 블록 표면에서의 총 평균 Nusselt 수를 Reynolds 수와의 상관관계식 형태로 구하면 첫번째 블록에서는 $36.98 \cdot Re^{0.12}$, 두번째 블록에서는 $23.58 \cdot Re^{0.15}$ 로 나타났다.

3.2.2 블록간격(S/L)의 영향

Fig.8은 블록의 간격변화(S/L)에 따른 평균 Nusselt 수를 나타낸 것이다. 그림에서 보는바와 같이 블록간격이 0.5에서 1.0으로 증가할수록 평균 Nusselt 수가 증가되고 있음을 알 수 있다. 이는 첫번째 고온블록을 지나면서 가열된 유체가 두 블

력사이에 형성된 캐비티내를 흐르게 될 때, 블럭사이의 간격이 증가함에 따라 캐비티내의 재순환 영역이 감소하여 캐비티 내의 차가운 유체와의 혼합이 활발해져 열전달이 보다 활발하게 이루어지기 때문이다. 두번째 블럭에서 S/L 이 0.5에서 0.75로 증가할 경우 대류에 의한 평균 Nusselt 수 증가는 3.9%이며, 복사에 의한 Nusselt 수는 2.8% 증가하였다. 전체적인 변화를 고려할 때 Reynolds 수 변화에서 보이는 현상과 비교시 블럭간의 간격 변화가 열전달의 향상에 미치는 영향을 작게 나타냈다.

3.2.3 블럭과 채널윗면 사이의 간격(b/L)의 영향

블럭과 채널윗면 사이의 간격(b/L) 변화에 대한 평균 Nusselt 수 분포를 Fig.9에 나타내었다. 그림에 나타난 바와같이 b/L 이 증가할수록 대류 및 복사에 의한 열전달은 모두 감소하는데, 복사에 의한 감소폭은 상대적으로 매우 미미하였다. 특히 첫번째 블럭에서의 대류에 의한 Nusselt 수의 변화폭이 매우 크게 나타나는데 이는 블럭과 채널윗면 사이의 간격이 커지면 유속의 감소로 인하여 벽면 근처에서의 열경계층의 두께가 두꺼워지게 되어 블럭과 유체간의 열전달량은 감소하기 때문이다. 특히, 첫번째 블럭인 경우 블럭과 채널윗면 사이의 간격 b/L 이 0.25에서 0.5로 증가할 경우에 가장 감소폭

이 큰데, 이때의 대류에 의한 평균 Nusselt 수는 약 23.6% 감소하였으며, 복사에 의한 Nusselt 수는 약 0.1% 감소하였다. 결국 동일한 유량이 주어진 경우에 b/L 의 증가는 유속을 감소시킴으로써 대류 및 복사 열전달량을 감소하게 만든다.

3.2.4 벽면방사율(ϵ)의 영향

벽면방사율이 블럭표면에서의 열전달에 미치는 영향을 규명하기 위하여 기본모델에 대하여 방사율을 0.25에서 1.0까지 변화시켰을 때의 평균 Nusselt 수 분포를 Fig.10에 나타내었다. 복사를 고려할 때 방사율은 열전달 효과에 매우 중요한 영향을 미치는 인자로서 전자장비내 벽면의 재료 및 코팅 등에 의하여 변화될 수 있다. Fig.10을 보면 방사율이 0.25에서 1.0으로 증가했을 때 대류에 의한 열전달은 첫번째 증가하였다. 그러나 벽면방사율의 변화가 전체 열전달에 미치는 영향은 매우 미미하였다. 이는 복사의 영향이 크고 벽면이 잘 단열된 경우 표면에 흡수된 에너지는 대부분 재방사되기 때문에 방사율의 영향이 거의 나타나지 않는 것으로 기존 Smith 등⁽¹⁹⁾의 연구결과와 잘 일치하고 있다.

이상에서 언급한 Reynolds 수 및 형상변화에 따른 블럭표면에서의 대류 Nusselt 수와 복사 Nusselt 수를 합한 총 평균 Nusselt 수를 Table 3에 정리하였다. 이 값들을 이용하여 블럭표면에서의 열전달 상관관계식은 다음과 같이 유도하였다. 먼저,

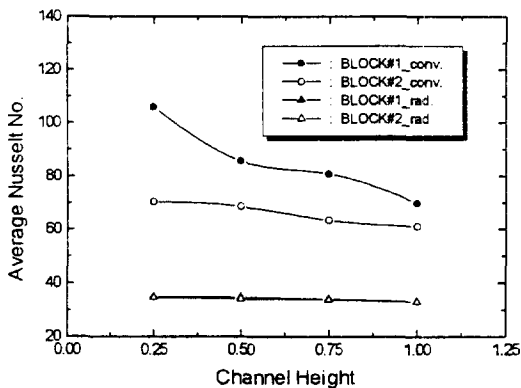


Fig.9 Average Nusselt numbers for various channel height(b/L) in case of $Re=16, 993, S/L=1.0$, and $\epsilon=1.0$

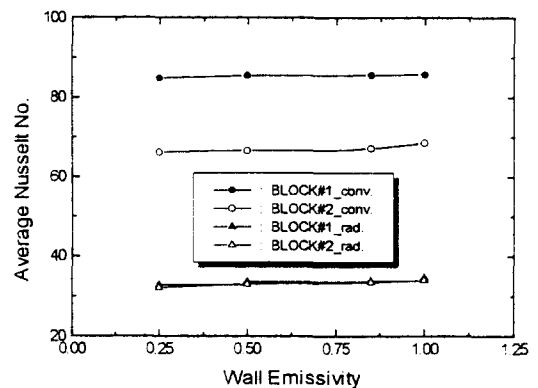


Fig.10 Average Nusselt numbers for various emissivities(ϵ) in case of $Re=16,993, S/L=0.5$ and $b/L=0.5$

Table 3 Averaged Nusselt number for the various cases

Case		Block #1			Block #2		
		\overline{Nu}_c	\overline{Nu}_s	\overline{Nu}_t	\overline{Nu}_c	\overline{Nu}_s	\overline{Nu}_t
Basic configuration (Re=16,993, S/L=1.0, b/L=0.5, $\epsilon=1.0$)		85.709	34.659	120.908	68.619	34.047	102.666
Re	5,000	74.159	28.749	102.908	55.947	28.329	84.276
	7,500	74.003	33.533	107.536	57.096	32.745	89.841
	10,000	83.575	34.594	118.169	66.377	33.962	100.339
	20,000	86.623	34.667	121.290	69.575	34.131	103.706
S/L	0.5	79.856	38.538	113.439	64.888	32.423	97.311
	0.75	84.559	33.685	118.244	67.393	33.331	100.724
b/L	0.25	105.910	34.702	140.612	70.334	34.539	104.873
	0.75	80.820	33.981	114.801	63.435	33.713	97.148
	1.0	69.861	33.007	102.868	61.001	32.909	93.910
ϵ	0.25	84.869	32.896	117.765	66.227	32.134	98.361
	0.5	85.429	33.619	119.048	66.622	33.067	99.689
	0.85	85.556	33.812	119.368	67.229	33.523	100.752

식 (26)의 상수 C 를 나머지 매개변수들의 지수형태 관계식으로 가정하면 다음과 같다.

$$C = V_0 \left(\frac{b}{L}\right)^{v_1} \left(\frac{S}{L}\right)^{v_2} (\epsilon)^{v_3} \quad (27)$$

식 (27)에서 세개의 독립변수를 최소자승법을 사용하여 입구온도에 대한 평균 Nusselt 수를 다음과 같은 형태의 상관관계식으로 나타낼 수 있다.

$$\overline{Nu}_t = A Re^m (\epsilon)^{v_1} \left(\frac{b}{L}\right)^{v_2} \left(\frac{S}{L}\right)^{v_3} \quad (28)$$

Reynolds 수, 블럭간의 간격, 채널폭, 표면방사율 등 각각의 경우에 얻어진 데이터에 대해서 각각의 경우에 대한 비례식을 구한 후 지수들의 평균값을 취하여 평균적인 비례관계를 얻었다. 전체데이터를 하나의 관계식으로 표현할 수 있도록 Reynolds 수, 블럭간의 간격, 채널폭, 벽면방사율 등 각각에 대한 비례식을 하나의 비례식으로 조합하였다. 이로부터 모든 경우에 대한 상관계수를 구하여 모두 합한 후 전체데이터의 개수로 나누어, 이때의 평균값을 윗식의 상관계수로 채택하였다.

\overline{Nu}_t 에 대하여 지금까지 구한 결과를 이용하여 식 (28)의 모든 계수를 구한 블럭표면에서의 열전달 상관관계식은 다음과 같다.

$$\overline{Nu}_t = 26.775 Re^{0.136} (\epsilon)^{0.021} \left(\frac{b}{L}\right)^{-0.146} \left(\frac{S}{L}\right)^{0.082} \quad (29)$$

이 상관관계식은 두 블럭을 모두 포함한 결과이며, $5,000 < Re < 20,000$, $0.25 < b/L < 1.0$, $0.5 < S/L < 1.0$, $0.0 < \epsilon < 1.0$ 인 경우에 유효하다. 각각의 데이터와 식 (29)에서 예측되는 평균오차는 8.5%로 계산되었다. 이들 식으로부터 알 수 있듯이 블럭표면에서의 열전달은 b/L 및 Reynolds 수의 변화에 큰 영향을 받으며 S/L , ϵ 순으로 영향을 받는다.

4. 결 론

고온의 블럭이 2개 존재하는 3차원 채널에 대하여 복사를 고려한 난류 혼합대류 열전달 특성을 수치적으로 연구하였다. 복사열전달에 의해서 단열벽

면 근처에 새로운 열경계층이 발생하였으며, 블럭 표면에서의 열전달은 주유동 방향으로 대류의 영향에 의해 블럭입구 및 끝부분에서 크게 나타났고, 측면방향에서는 복사에 의해 대칭면에서 크게 나타난다.

또한 Reynolds 수의 증가는 유입속도를 증가시켜 열경계층의 두께를 얇게하여 블럭표면에서의 열전달을 향상시켰고, 블럭과 채널윗면 사이의 간격(b/L) 증가는 블럭면위에서의 유입속도를 감소시켜 대류 및 복사 열전달량을 감소시켰다. 블럭간의 간격(S/L)의 증가는 블럭사이에서 상대적 저온 영역의 증가로 인하여 전체적으로 열전달을 향상시켰고, 벽면방사율(ϵ)이 작아질수록 복사에 의한 열전달량은 감소하였으나 큰 변화는 주지 않았다. 이상의 결과로 얻은 블럭표면에서의 열전달 상관관계식은 다음과 같다.

$$\overline{Nu}_i = 26.775 Re^{0.136} (\epsilon)^{0.021} \left(\frac{b}{L}\right)^{-0.146} \left(\frac{S}{L}\right)^{0.052}$$

위의 식은 $5,000 < Re < 20,000$, $0.25 < b/L < 1.0$, $0.5 < S/L < 1.0$, $0.0 < \epsilon < 1.0$ 인 조건하에서 유효하다.

후 기

이 연구는 한국과학재단의 연구비지원(과제번호 : 93-0600-02-3)에 의하여 수행된 연구결과의 일부로서 관계자 여러분께 감사의 뜻을 표합니다.

참 고 문 헌

1. Sparrow, E. M., Vemuri, S. B. and Kadle, D. S., 1982, "Enhanced and Local Heat Transfer, Pressure Drop, and Visualization for Arrays of Block-Like Electronic Components", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 26, no. 5, pp. 689~699.
2. Moffat, R. J., Ortega, A. and Arvizu, D. E., 1985, "Cooling Electronic Components: Forced Convection Experiments with an Air-Cooled Array", *Heat Transfer in Electronic Equipment* 1985, *ASME HTD* Vol. 48, pp. 15~27.
3. Zebib, A. and Wo, Y. K., 1985, "A Two-Dimensional Conjugate Heat Transfer Model for Forced Cooling of an Electronic Block", *International Electronic Packaging Conference, Orlando, Fla. 22~24 October*.
4. Davalath, J. and Bayazitoglu, Y., 1989, "Forced Convection Cooling Across Rectangular Blocks", *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 321~328.
5. Afrid, M. and Zebib, A., 1991, "Three-Dimensional Laminar and Turbulent Natural Convection Cooling of Heated Blocks", *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 19, pp. 405~424.
6. Roller, P. T., Stevens, J., and Webb, B. W. 1990. "Heat Transfer and Turbulent Flow Characteristics of Isolated Three-Dimensional Protrusions in Channels" Thermal Modeling and Design of Electronic Systems and Devices, *HTD*-vol. 151.
7. Mahaney, H. V., Ramadhyani, S. and Incropera, F. P., 1989, "Numerical Simulation of Three-Dimensional Mixed Convection Heat Transfer from an Array of Discrete Heat Sources in a Horizontal Rectangular Duct", *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 16, pp. 267~286.
8. Carvalho, R. D., Goldstein, L., Jr., and Milanez, L., F., 1986, "Heat Transfer Analysis of Digital Transmission Equipment with Horizontally Arranged Printed Circuit Boards", *Heat Transfer in Electronic Equipment-1986*, ed. A. BarCohen, *ASME HTD*-Vol. 57, pp. 145~152.
9. Sparrow, E. M. and Cess, R. D., 1978, *Radiation Heat Transfer*, Hemisphere Publishing, New York.
10. Smith, T. F., Beckermann, C., and Weber, S. W., "Combined Conduction", *Natural*

- Convection, and Radiation Heat Transfer in an Electronic Chassis”, Transactions of the ASME, Vol. 113, pp. 382~391, December, 1991.
11. Siegel, R., and Howell, J. R., 1980, Thermal Radiation Heat Transfer, 2nd ed., Hemisphere, Washington, D. C.
 12. 박희용, 박경우, 김제영, 1994, “전자장비에서 표면복사를 고려한 혼합대류 열전달 특성에 관한 수치적 연구”, 공기조화 냉동공학회, 하계 학술발표회 강연 및 논문집, pp. 25~31.
 13. Fiveland, W. A., 1988, “Three-Dimensional Radiative Heat Transfer Solution by the Discrete-Ordinates Method”, J. of Thermodynamics and Heat Transfer, Vol. 2, pp. 309~312.
 14. Launder, B. E., and Sharma, B. I. 1974. “Application of the energy dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc”, Letters in *Heat and Mass Transfer*, Vol. 1, pp. 131~138.
 15. Jones, W. P., and Launder, B. E., 1972, “The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence”, *Int. Journal of Heat and Mass Transfers*, Vol. 15, pp. 310~314.
 16. Rodi, W., 1980, “Turbulence Models and Their Application in Hydraulics, a State the Art Review”, Int. Ass. for Hydraulic Research, Delft, The Netherlands.
 17. Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, Washington D. C.
 18. Jamaluddin, A. S. and Smith, P. J., 1988, “Predicting Radiative Transfer in Rectangular Enclosures Using the Discrete Ordinates Method”, *Combust. Sci. and Tech.*, Vol. 59, pp. 321~340.
 19. Beckermann, C., Smith, T. F., and Pospichal, B., 1994, “Use of a Two-Dimensional Simulation Model in the Thermal Analysis of a multi-Board Electronic Module”, *J. Electronic Packaging*, Vol. 116, pp. 126~133.