

## PCB내의 열전달특성에 관한 수치적 연구

### A Numerical Study of the Heat Transfer Characteristics in a Printed Circuit Board

박희용,\* 박경우,\*\* 이주형\*\*\*

H. Y. Pak, K. W. Park, J. H. Lee

**Key words :** Printed Circuit Board(인쇄회로기판), Mixed-Convection(혼합대류), Surface Radiation(표면복사), Discrete Ordinates Method(구분종좌표법)

#### Abstract

The interaction of laminar mixed convection and surface radiation in a two-dimensional channel with an array of rectangular blocks is analyzed numerically. Three blocks are maintained at high temperature and the other bottom and top horizontal walls are insulated. Discrete ordinate method(DOM) is introduced to analyze the radiative heat transfer.

The effects of the variations of Reynolds number and channel specifications on the heat transfer characteristics are investigated. The average Nusselt numbers along the block surfaces are correlated and presented in terms of Reynolds number and dimensionless geometric parameters such as the block spacing, height and channel spacing. For the conditions considered in this study, average Nusselt numbers along the block surfaces are strongly influenced by the channel spacing and Reynolds number but weakly influenced by the block spacing and block height.

#### 기호 설명

$b$	: 채널의 폭(블럭과 반대편 채널벽사이의 거리)	$I$	: 복사강도
$C_p$	: 정압비열	$k$	: 열전도 계수
$D_h$	: 유효채널 수력학적 지름	$L$	: 블럭의 길이
$E_b$	: 흑체 방사력	$L_i, L_o$	: 채널 입출구 영역의 길이
$g$	: 중력 가속도	$\vec{n}$	: 벽면에서의 단위수직벡터
$h$	: 대류 열전달 계수	$Nu$	: Nusselt 수
$H$	: 블럭의 높이	$P$	: 압력
		$q$	: 열유속
		$Re$	: 유효 면적에 대한 Reynolds수
		$S$	: 블럭사이의 간격
		$T_{in}$	: 유입공기의 온도
		$T_w$	: 블럭 표면 온도
		$u$	: 평균 속도

\* 정회원, 한양대학교 기계공학과

\*\* 정회원, LG산전(주) 빌딩시스템연구소

\*\*\* 정회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

## 그리스 문자

$\beta$	: 열팽창계수
$\chi$	: 매질의 흡수계수
$\mu$	: 점성계수
$\rho$	: 반사율 및 밀도
$\epsilon$	: 방사율
$\vec{\rho}$	: 방향 벡터 ( $\mu\vec{i} + \eta\vec{j}$ )

## 하첨자

$b$	: 흑체
$c$	: 대류
$in$	: 입구
$r$	: 복사

## 1. 서 론

혼합대류와 복사가 서로 연계되어 열 및 유동장을 형성하는 경우는 여러 열공학 분야에서 접하게 되는 현상이다. 특히 최근에 이르러 전자산업의 비약적인 발달로 인하여 전자장비의 소형화, 고밀도화 및 고속화가 급속도로 진행되고 있으며, 이에 따라 반도체 집적기술의 발달은 칩(chip)과 모듈, 그리고 전체 시스템의 단위면적당 열발생율을 급격히 증가시켰다. 이러한 열발생율의 증가는 전자장비의 신뢰도를 저하시키기 때문에, 안정적인 작동 온도를 유지하기 위한 열제거 메카니즘의 개발은 열전달 분야에서 해결해야 할 중요한 기술적인 문제이다.

전자장비의 열발생요소들은 인쇄회로기판(PCB, printed circuit board)위에 부착되어 있으며, 여러 개의 PCB들은 서로 수직 또는 수평의 채널을 형성하고 있다. 그러므로 수치적인 방법에 의한 전자장비 냉각 해석시 자주 접하게 되는 형태는 2차원 채널유동으로서 열발생장치인 칩을 고온으로 일정하게 유지되는 블럭으로 단순화 시킨 경우가 대부분이다.

지금까지 유한 열원이 있는 채널에서의 혼합열전달 과정을 다룬 연구는 전자장비 냉각의 중요성으로 인하여 활발히 진행되고 있으며<sup>1)~2)</sup>, 최근들어 복사를 고려한 연구도 발표되고 있다. Arvizu<sup>3)</sup>는

리브(rib)가 부착된 채널에서 채널의 간격, Reynolds 수 및 블럭의 간격변화에 따른 알루미늄 블럭으로부터의 평균 열전달계수를 측정하였는데, 이들은 주어진 채널간격과 Reynolds 수에서 블럭사이의 간격이 증가할수록 Nusselt 수는 증가한다고 하였다. Lehman등<sup>4)</sup>은 채널내 층류 및 천이영역에서 블럭의 간격과 채널폭에 대한 효과를 측정하여 대류열전달을 블럭길이를 기준으로 하는 Reynolds 수의 함수로 상관관계식을 제시하였다. 그리고 Davalath등<sup>5)</sup>은 2차원 수평채널에서의 전도를 고려한 강제대류 열전달특성을 수치적으로 규명하였는데, 이들에 의하면 유체에 대한 블럭의 열전도계수비( $k_b/k_f$ )가 1에서 10까지 변화더라도 열전달에는 크게 영향을 미치지 않는다고 하였다. Carvalho등<sup>6)</sup>은 자연대류와 복사열전달을 고려하여 전자장비내의 열 및 유동특성을 규명하였는데, 이들은 복사 고려시 입사출사법(RIM)<sup>7)</sup>을 사용하였으며, 계산영역내에 블럭이 존재하지 않는 간단한 형상에 대한 연구를 수행하였다. 최근에 Smith등<sup>8)</sup>은 밀폐된 공간내에 3개의 PCB를 채택하여 전도, 대류 그리고 복사를 함께 고려한 전자장비내의 열전달특성을 연구하였으며, 복사 고려시 형상계수를 계산하기 위하여 교차선법(crossed-strings method)<sup>9)</sup>을 적용하였다. 그리고 국내에서도 박희용등<sup>10)</sup>이 참여매질이 존재하는 경우의 복사전달 방정식의 해를 구하는 근사해법으로서, 유동 및 온도장 해석을 위하여 주로 사용되어온 유한차분법과 쉽게 어울릴 수 있는 구분종좌표법(discrete ordinates method, DOM)<sup>11)</sup>을 표면복사에 적용하여 PCB내의 유동 및 열전달특성을 연구하였다.

그러나 지금까지의 연구들은 강제대류나 자연대류 또는 이들을 함께 고려한 혼합대류에 대한 것이며, 이때 복사의 효과는 고려하지 않은 연구가 대부분이다.

이 연구에서는 PCB내의 표면복사-혼합열전달 현상에 대한 열전달특성을 규명하기 위하여, PCB를 채널입구에 완전발달한 형태의 공기가 유입되며 고온의 블럭이 3개 존재하는 2차원 수평채널로 단순화시켰으며, 복사열전달 해석을 위해서 구분종좌표법을 도입하였다. 또한 Reynolds수 및 채널내의 기하학적 형상 변화(블럭사이의 간격, 채널 폭, 블럭 높이등)가 블럭표면에서의 열전달에 미치는 영

향을 규명하였으며, 이를 바탕으로 이들 매개변수들에 의한 새로운 열전달 상관관계식을 도출하였다.

## 2. 이론적 연구

### 2.1 해석모델 및 기본가정

이 연구에서 채택한 계산모델의 기하학적 형상은 Fig.1과 같이 PCB채널을 고온의 블럭이 존재하는 단순한 2차원 형태의 수평 채널로 모델링 한 것으로서, 블럭은 고온으로 일정하게 유지되며 모든 벽면은 단열되어 있다. 해석을 위하여 다음과 같은 가정을 하였다.

- (1) 유동은 2차원 정상상태 층류이다.
- (2) 운동량 방정식의 부력항에 나타나는 밀도를 제외한 모든 물성치는 일정하고, 부력항에 대해서는 Boussinesq 근사를 적용한다.
- (3) 유체는 복사에 대하여 투명하므로(흡수계수 = 0) 복사에 의한 열생성항은 없으며, 각 벽면은 확산적으로 반사하는 비투과경계이다.
- (4) 모든 벽면의 방사율은 일정하다.
- (5) 대기에 노출된 면은 복사에 대하여 가장 흑체면이다.

### 2.2 지배방정식

이상의 가정을 기초로 한 연속방정식, 운동량방정식 그리고 에너지방정식은 다음과 같다.

연속 방정식 :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

운동량 방정식 :

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left\{ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right\} \quad (2)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left\{ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right\} + \rho g \beta (T - T_{in}) \quad (3)$$

에너지 방정식 :

$$\rho \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{k}{c_p} \left\{ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right\} \quad (4)$$

채널내의 공기유량율은 Reynolds 수로 정의되며 아래의 식과 같다.

$$Re = \frac{\rho \bar{u} D_h}{\mu} \quad (5)$$

여기서, 수력학적 지름( $D_h$ )은 일반적으로 유효 유량면적( $b$ )에 대하여 다음과 같이 정의된다.

$$D_h = \frac{2b}{\left(1 + \frac{b}{w}\right)} \quad (6)$$

윗 식에서 채널의 너비( $w$ )가 채널폭보다 무한히 크다고 가정하면, 윗식은  $D_h = 2b$ 가 된다. 그러므로 본 연구에서의 Reynolds수 정의는 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$Re = \frac{\rho \bar{u} (2b)}{\mu} \quad (7)$$

### 2.3 경계조건

모든 벽면 및 블럭 표면에서의 속도는 점착(no-slip)조건을 주었으며, 입구에서는 수평방향의 평균속도( $\bar{u}$ )를 완전히 발달된 형태의 2차식으로 다음과 같이 주었으며,

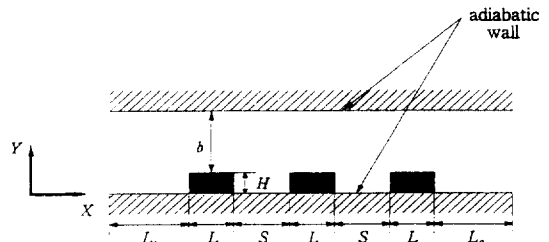


Fig.1 Schematic diagram of the calculating domain

$$u = \frac{-6}{b^2} y(b-y), v = 0 \quad (8)$$

출구에서는 주유동방향의 속도구배의 0이라고 하였다.

블록은 고온(393K)으로 일정하게 유지되며, 입구로는 차가운 공기(293K)가 유입된다. 그리고 출구에서의 온도구배를 0이라고 하였으며, 블록을 제외한 모든 벽면은 단열되어 있다고 하였다. 그리고 복사를 고려할 경우에는 아래와 같이 벽면에서의 국소에너지 평형을 고려하였다.

$$(-k \nabla T + \vec{q}_r) \cdot \vec{n} = 0 \quad (9)$$

### 2.4 복사 모델링

복사를 고려한 혼합대류인 경우 경계조건식(9)에 나타난 복사 열유속항( $q_r$ )을 구해야 한다. 산란을 고려하지 않은 표면복사의 경우 복사 열유속항은 복사전달방정식을 계산함으로써 구할 수 있는데, 일반적으로 흡수 및 방사하는 매질에 대해 복사 강도항으로 나타나는 복사전달방정식은 다음과 같다<sup>12)</sup>.

$$\mu \frac{\partial I}{\partial x} + \eta \frac{\partial I}{\partial y} = -\kappa I + \kappa I_b \quad (10)$$

여기서,  $I$ 는 공간상의 임의의 좌표( $x, y$ )에서  $\vec{\Omega}$  방향으로의 복사강도를 나타내고,  $\mu, \eta$ 는 복사강도의 진행방향에 대한 방향코사인,  $\kappa$ 는 매질의 흡수계수 그리고  $I_b$ 는 온도의 함수인 흑체의 복사 강도를 의미한다. 복사전달방정식을 계산하기 위하여 이 연구에서는 구분종좌표법을 적용하였는데, 이 방법은 공간상에 존재하는  $4\pi$ 의 입체각을 유한한 수의 종방향으로 나누고 이들 각각의 방향에 특정한 가중함수를 고려하여 복사열전달 방정식에 나타나는 복사강도의 각적분(angular integral)을 종방향에 대한 합의 형태로 근사시켜 해를 구하는 방법으로, 보다 자세한 복사전달방정식의 이산화과정 및 수치적인 기법은 참고문헌[13]에 잘 나타나 있다.

또한 복사전달방정식[식(10)]에 대한 경계조건은 다음과 같다.

$$I(x, y; \vec{\Omega}) = \epsilon I_b(x, y) + \frac{\rho}{\pi} \int n \cdot \Omega' < 0 | \vec{n} \cdot \vec{\Omega} | I(x, y, \vec{\Omega}') d\Omega' \quad (11)$$

여기서,  $I(x, y; \vec{\Omega})$ 는 벽면을 떠나는 복사강도이고,  $\epsilon$ 는 방사율,  $\rho$ 는 반사율이며,  $\vec{n}$ 은 벽면에서의 단위수직벡터이다. 식(11)의 우변은 벽면에서의 방사와 입사되는 복사의 반사에너지를 각각 의미한다.

식(10)과 그 경계조건식인 식(11)을 이용하여 복사강도가 계산되면 식(9)에 사용된 복사 열유속은 다음 식으로 계산된다.

$$\vec{q}_r = \int_{4\pi} I(x, y; \vec{\Omega}) d\vec{\Omega} \quad (12)$$

### 2.5 수치해석

유동 및 온도장을 예측하기 위하여 계산영역을 벽면 및 블록 주위에 밀집시킨  $122 \times 32$ 의 비균일 격자계로 나누고 검사체적법을 사용하였다. 운동량 방정식에 나타나는 압력항은 SIMPLER 알고리즘<sup>14)</sup>으로 처리하였으며, 이산화 방정식은 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 블록이 동시에 존재하는 경우에는 흡수계수의 물리적인 의미를 통하여 복잡한 기하학적 형상에도 간단하게 적용할 수 있는 장점이 있다. 즉 이 연구에서와 같이 작동유체가 복사에 대하여 투명한 공기인 경우, 해석영역의 흡수계수를 0으로 두며, 블록이 존재하는 영역에서는 무한대로 두면 된다.

복사전달방정식이 미지의 복사강도를 포함하고 있으며 경계조건식(9)이 입사되는 복사에너지와 관련되어 있으므로 반복적으로 계산을 수행한다. 산란의 효과를 고려하지 않는 2차원 층류 혼합대류유동의 경우 계산시간이나 해의 정확성 측면에서 S-4가 적절하다는 기존의 연구결과<sup>15)</sup>에 따라 이 연구에서는 S-4(12-방향)를 사용하였다.

### 3. 결과 및 고찰

이 연구에서는 블럭이 존재하는 수평채널내에서의 Reynolds 수, 블럭사이의 간격, 블럭의 높이 그리고 채널폭 등 기하학적 형상 변화가 열전달 특성에 미치는 영향을 수치적으로 고찰하였다. 이 연구에서 채택한 기본 해석모델의 기하학적 형상은 블럭의 길이(L), 블럭사이의 간격(S), 채널의 폭(b)은 5cm이며, 블럭의 높이(H)는 1.25cm, 입구영역의 길이(L<sub>i</sub>)는 15cm로 하였으며, 출구영역의 길이(L<sub>o</sub>)는 출구에서의 경계조건을 만족시키기 위하여 충분히 길게 잡았다. 이상의 기하학적인 형상에 대하여 이 연구에서 사용된 여러 무차원 변수를 Table 1에 나타내었다. 그리고, 작동유체는 공기로서 Prandtl 수를 0.7로 주었으며, 블럭표면(ε=1.0)을 제외한 모든 벽면에서의 방사율(ε)은 0.8, 그리고 채널입구 및 출구에서는 흑체라고 가정하였다.

전자장비 냉각에서 가장 주된 관심은 블럭표면에서의 열전달 향상이다. 이 연구에서는 전체 열전달의 대부분을 차지하는 블럭표면에서의 열전달을 유동 및 온도장의 관점에서 고찰하고자 하였으며, 이를 바탕으로 Table 1에서 언급한 변수들의 변화에 따른 새로운 열전달 상관관계식을 유도하고자 하였다. 블럭표면에서의 열전달은 내류 및 복사에 의한 열전달로 나눌 수 있으며, 이를 의미하는 국소 및 평균 Nusselt 수는 각각 다음과 같이 정의된다.

$$Nu_c = -\frac{\partial T}{\partial y} \cdot L, \quad Nu_r = \frac{\vec{q}_r \cdot L}{k(T - T_{in})}, \quad Nu_t = Nu_c + Nu_r \quad (13)$$

$$\bar{Nu} = \frac{1}{\Delta x} \int_x^{x+\Delta} Nu(x) dx \quad (14)$$

이 연구에서 나타낸 모든 결과는 특별한 언급이 없는 한 표면복사와 총류 혼합대류를 모두 고려한 경우이다.

이 연구에서는 먼저 복사가 온도장에 미치는 영향을 살펴보기 위하여, 기본형상인 블럭길이(L), 블럭사이 간격(S), 채널폭(b)는 각각 5cm, 블럭높이(H)가 1.25cm이며, Reynolds 수가 2,000인 경

우에 대해 복사를 고려하지 않는 경우와 고려한 경우를 Fig.2의 (a)와 (b)에 10K 간격의 등온선으로 나타내었다. Fig.2에서 보는바와 같이, 열원이 있는 세개의 블럭 주위에서의 온도분포는 두 경우 모두 비슷한 형태를 보이고 있다. 그러나 복사를 고려한 경우에는 Fig.2(b)에 나타난 바와같이 채널 상단의 단열벽면에 새로운 열경계층이 생성되는 등 블럭을 제외한 모든 벽면에서의 온도분포는 복사를 고려하지 않은 Fig.2(a)에 비하여 많은 차이를 보이고 있음을 알 수 있다. 이는 표면복사를 고려할 경우, 복사에 대하여 투명한 공기가 각 벽면에서 방출되는 복사에너지를 그대로 통과시킴으로써 보다 활발한 열교환이 이루어져서 복사열전달이 전 온도장을 균일하게 하려는 경향이 있기 때문이다. 이로 인하여 전 영역의 온도가 상승하게 된다. 그러므로 전체적인 열전달은 복사의 영향으로 증가하지만 온도구배에 의하여 정의되는 대류에 의한 열전달량(Nu<sub>c</sub>)은 전 영역의 보다 균일한 온도분포로 인하여 블럭표면에서의 온도구배가 작아지므로 오히려 감소하리라 예측할 수 있으며, 이러한 효과는 하류쪽으로 갈수록 보다 두드러진다.

Table 1 Variation of parameters for present work

Reynolds number(Re)	1,000, 2,000, 3,000
block spacing(S/L)	0.5, 1.0, 1.5
channel height(b/L)	0.5, 1.0, 1.5
block height(H/L)	0.25, 0.5, 1.0

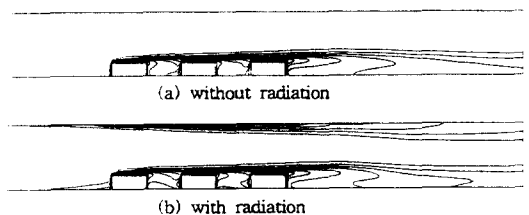


Fig.2 Isotherms for the case with and without radiation at L=S=b=5cm, H=0.25cm, and Re=2,000

3.1 Reynolds 수의 영향

블럭사이의 간격비( $S/L$ ) 및 채널폭의 비( $b/L$ )가 각각 1.0이며, 블럭높이의 비( $H/L$ )가 0.25인 이 연구의 기본적인 기하학적 형상에서, Reynolds 수의 변화가 열전달에 미치는 영향을 알아보기 위하여 세개의 블럭표면을 따른 국소 Nusselt 수를 Fig.3에 나타내었다. Fig.3에서 보는바와 같이 Reynolds 수가 증가할수록 블럭표면에서의 열전달은 향상되었다. 이는 고정된 기하학적 형상에서 Reynolds 수의 증가가 결국 유입되는 작동유체의 평균속도( $\bar{u}$ )를 증가시키기 때문이다. 따라서 평균 Nusselt 수는 Reynolds 수의 함수임을 알 수 있다. 또한, 블럭표면에서의 열전달은 모든 블럭의 선단에서 최대값을 보인 후 동일한 블럭의 하류쪽으로 갈수록 단순 감소하는데 이러한 경향은 모든 Reynolds 수에서 동일하였다. 이는 각 블럭의 선단에 비교적 차가운 유체가 유입되어 보다 활발한 열교환이 이루어 지기 때문이다. 특히 동일한 Reynolds 수 및 블럭인 경우에 블럭 후미에서의 열전달은 후미 바로 앞부분에서의 열전달보다 더 크다. 이는 블럭과 블럭사이에 존재하는 단열벽면에서 방출되는 복사열유속과 블럭사이에서 발생하는 재순환 영역의 존재와 관계가 있으며, 유동 및 열적인 혼합은 블럭사이의 단열구간에서 발생하기 때문이다. 이러한 현상은 두번째 블럭의 경우를 보면 보다 확실하게 나타난다.

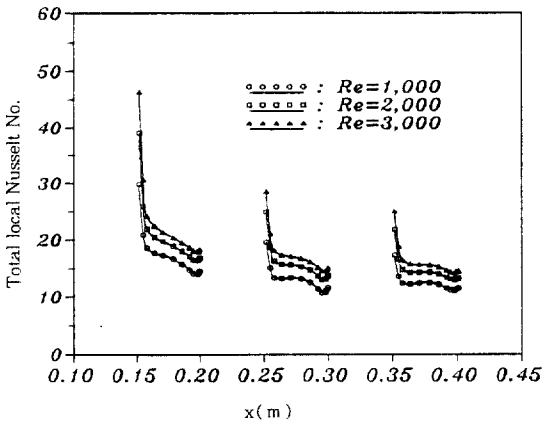


Fig.3 Total local Nusselt number for various Reynolds numbers in case of  $S/L=1.0$ ,  $b/L=1.0$  and  $H/L=0.25$

3.2 블럭간격의 영향

Fig.4는  $Re=2,000$ ,  $b/L=1.0$ , 그리고  $H/L=0.25$ 인 경우에 블럭사이의 간격비( $S/L$ )를 0.5, 1.0, 1.5로 변화시켰을 때의 블럭표면에서의 국소 Nusselt 수의 분포를 나타낸 것이다. 그림에서 보는바와 같이 블럭사이의 간격( $S$ )이 증가함에 따라 모든 블럭표면에서의 열전달은 향상되고 있으나, 블럭사이의 간격이 증가한 만큼 열전달이 향상되고 있지 않음을 보여주고 있다. 즉, 모든 블럭에서 나타난 바와 같이  $S/L=1.0$ 인 경우는  $S/L=0.5$ 에 비하여 열전달이 향상되지만  $S/L=1.0$ 에 비하여  $S/L=1.5$ 인 경우의 열전달 증가폭은 매우 미미하게 나타나고 있다. 그러므로 실제 전자장비 설계시 블럭사이의 간격을 무한히 넓힐 수는 없으므로 블럭사이의 간격을 채널의 폭 또는 칩의 길이와 비슷하게 배치하는 것이 경제적인 관점에서 매우 유리하다고 여겨진다. 이러한 현상은 블럭사이의 간격이 채널의 폭과 비슷할 경우 첫번째 블럭을 제외한 나머지 블럭에서의 전달열량이 거의 비슷하다고 한 Arvizu 등<sup>16)</sup>의 연구결과와 잘 일치하고 있다.

Fig.4에서 언급한 블럭사이의 간격증가가 열전달에 미치는 영향을 보다 자세히 설명하기 위하여 Fig.5에 첫번째와 두번째 블럭사이의 유동장을 속도벡터로 도시하여 나타내었다. 그림에서 나타난 바와 같이 블럭사이의 간격이 증가함에 따라 블럭사이의 영역에서 많은 유동의 변화가 관찰 되었다.

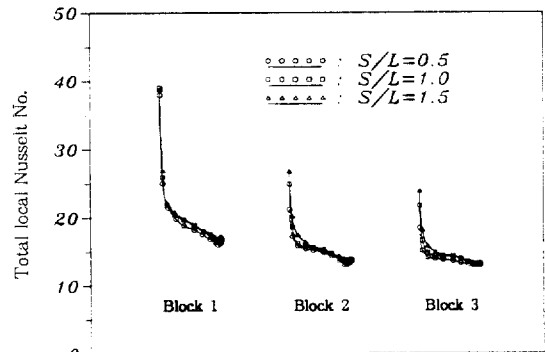


Fig.4 Local Nusselt number profiles for various block spacing in case of  $b/L=1.0$ ,  $H/L=0.25$ , and  $Re=2,000$

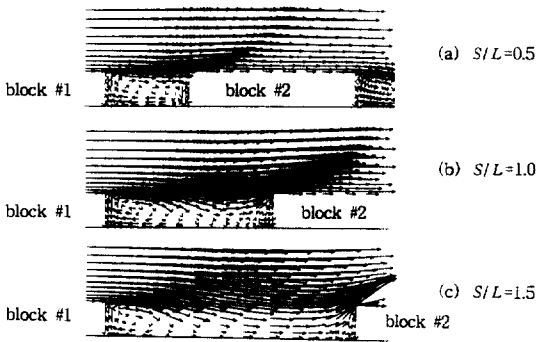


Fig.5 Velocity vectors at the region of between first and second block for various block spacing in case of  $b/L=1.0$ ,  $H/L=0.25$ , and  $Re=3,000$

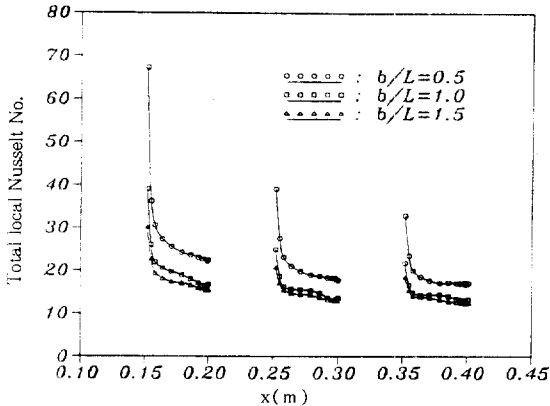


Fig.6 Local Nusselt number profiles for various channel heights in case of  $S/L=1.0$ ,  $H/L=0.25$ , and  $Re=2,000$

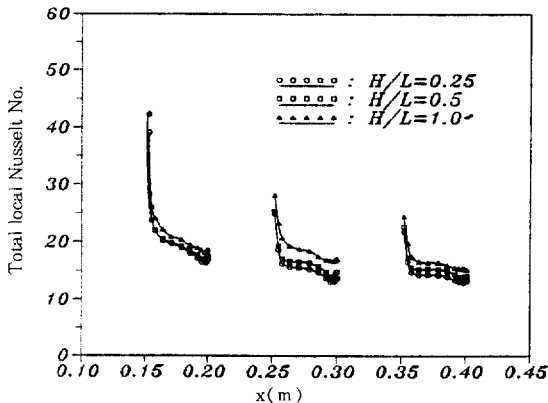


Fig.7 Local Nusselt number profiles for various block height in case of  $S/L=1.0$ ,  $b/L=1.0$ , and  $Re=2,000$

즉,  $S/L=0.5$ 인 Fig.5(a)의 경우 블럭사이에 캐비티 현상이 발생하여 블럭과 블럭사이 영역에서의 유동이 전체 유동장, 특히 하류쪽에 미치는 영향이 미미함을 알 수 있다. 그러나 이러한 캐비티 현상은 블럭사이의 길이가 증가함에 따라 점차 사라지고 동시에 두 블럭 내에서의 재순환영역이 감소함으로서 전체 유동장에 미치는 영향이 점차 증가하고 있음을 잘 보여주어주고 있다. 이러한 영향으로 두 블럭 표면에서는 큰 온도구배를 형성하게 된다.

### 3.3. 채널폭의 영향

채널폭의 변화가 열전달에 미치는 영향을 규명하기 위해서 블럭의 간격( $S/L$ )이 1.0, 블럭의 높이( $H/L$ )는 0.25, 그리고  $Re=2,000$ 으로 고정시킨 상태에서 채널폭의 비( $b/L$ )를 0.5, 1.0, 1.5로 변화시켰을 때의 각 블럭표면에서의 국소 Nusselt수를 Fig.6에 나타내었다. 그림에서 나타난 바와같이 채널폭이 감소 할수록 국소 Nusselt 수는 증가하는데, 이러한 현상은 동일한 Reynolds 수에서 유량은 같지만 유동속도는 채널폭이 작을수록 증가하여 결국 블럭표면에서의 열경계층 두께를 감소시키기 때문에 열전달은 향상되는 것이다. 또한 채널폭의 비가 1.0과 1.5인 경우는 0.5인 경우에 비해 Nusselt 수가 크게 감소하지 않는다. 따라서 채널폭이 특정한 값 이상이 되면 블럭표면에서의 열전달에 그다지 큰 영향을 미치지 않을 것으로 사료된다.

### 3.4 블럭높이의 영향

블럭높이의 변화에 따른 국소 열전달 현상의 변화를 Fig.7에 나타내었다. Fig.7은  $S/L=1.0$ ,  $b/L=1.0$ , 그리고  $Re=2,000$ 인 상태에서, 블럭의 높이의 비( $H/L$ )를 0.25, 0.5, 1.0으로 증가시켰을 때의 Nusselt 수 분포를 도시한 것이다. 그림에서 보는바와 같이 블럭 높이가 증가하면 모든 블럭에서의 Nusselt 수는 증가함을 알 수 있는데 이러한 현상은 블럭이 존재함으로 인하여 유동에 많은 변화를 가져오기 때문이다. 즉, 블럭의 높이가 커짐에 따라 동일한 Reynolds 수에서 블럭과 블럭사이에 재순환유동 및 와류(vortex)유동이 보다 활발해지기 때문으로 설명될 수 있다. 특히, 블럭의 높이가 0.25에서 0.5로 증가하였을 때 보다는 0.5에



서 1.0으로 증가되었을 경우에 열전달의 증가폭이 더 크게 나타났다.

### 3.5 열전달 상관관계식 유도

이 연구에서는 Reynolds수 및 기하학적 형상변화에 대한 블럭표면에서의 열전달 특성을 연구하였고, 지금까지 구한 수치해 결과를 이용하여 열전달 상관관계식을 유도하고자 하였다. 먼저 채널의 기하학적 형상 및 유동 매개변수의 변화에 따른 Nusselt 수의 함수적 의존성은 복사를 고려한 경우에 일반적으로 다음과 같은 형태로 나타낼 수 있다.

$$Nu = f(Re, b/L, S/L, H/L, \epsilon) \quad (15)$$

그러나 이 연구에서는 벽면방사율의 영향을 고려하지 않았으므로 식 (15)의 방사율항은 무시하였다.

블럭표면에서의 평균 Nusselt 수와 Reynolds 수 의존성을 규명하기 위하여 평균 Nusselt 수를 Fig.3과 동일한 기하학적인 형상에 대하여 Reynolds수의 함수로 Fig.8에 도시하였다. Fig.8을 바탕으로 이들 두 변수의 관계를 선형적인 형태로 나타내기 위하여 최소자승법(least square method)을 사용하여 구하면  $\bar{Nu} \sim Re^m$ 과 같은 형태로 나타나게 된다. 따라서 평균 Nusselt 수와 Reynolds 수의 함수적 의존성은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{Nu} = C \cdot Re^m \quad (16)$$

여기서,  $C$ 는 채널형상에 의존하는 상수이다. Fig.8에서의 실선은 최소자승법에 의하여 구한 것이다. Fig.8에서 나타난 바와같이 Reynolds 수가 증가할수록 평균 Nusselt 수도 거의 선형적으로 증가함을 보이고 있으며, 그 증가폭은 모든 블럭에서 거의 일정하였다. 특히 첫번째 블럭에서의 열전달이 다른 두개의 블럭보다 훨씬 열전달이 크게 나타나는데, 이는 차가운 유입 유체가 두번째 및 세번째 블럭을 지날 때는 어느 정도 안정된 상태가 되기 때문으로 생각된다. 또한 두번째 블럭에서의 열전달을 살펴보면, Reynolds 수가 1,000 증가에 대하여 평균 약 15% 증가하고 있다(두번째 블럭에서의 Reynolds 수가 1,000, 2,000 그리고 3,000일 때 총 Nusselt 수는 각각 13.042, 15.543 그리고 17.206이다). 각 블럭 표면에서의 평균 Nusselt 수를 Reynolds 수와의 상관관계식 형태로 구하면 첫번째 블럭에서는  $3.4 \cdot Re^{0.23}$ , 두번째 블럭에서는  $2.3 \cdot Re^{0.25}$ , 세번째 블럭에서는  $2.5 \cdot Re^{0.23}$ 로 나타나고 있다.

Fig.9는 블럭의 간격변화에 따른 각 블럭 표면에서의 평균 Nusselt 수를 도시한 것이다. 블럭사이의 간격변화가 열전달특성에 미치는 영향은 앞서 Fig.4에서 언급하였듯이 블럭간격이 증가할수록 평

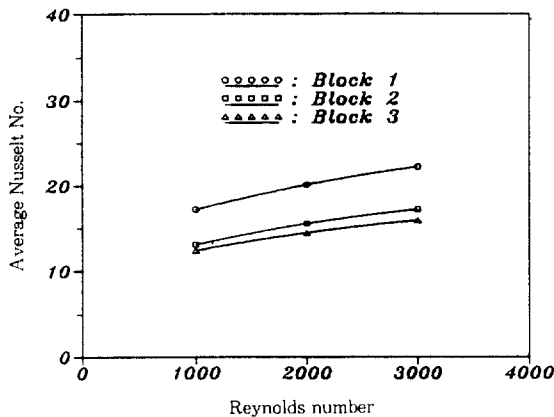


Fig.8 Average Nusselt number for various Reynolds numbers in case of  $S/L=1.0$ ,  $b/L=1.0$ , and  $H/L=0.25$

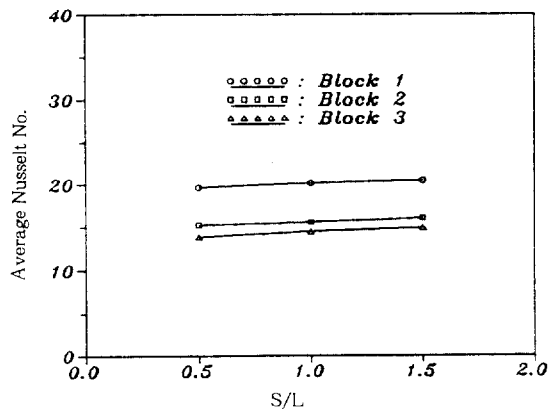


Fig.9 Average Nusselt number for various block spaces( $S/L$ ) in case of  $b/L=1.0$ ,  $H/L=0.25$ , and  $Re=2,000$



균 Nusselt 수는 증가하고 있으나, Reynolds 수의 변화에 의한 의존성 보다는 작음을 알 수 있다. 즉,  $b/L=1.0$  그리고  $H/L=0.25$ 인 기본 형상에 대하여  $S/L$ 을 0.5에서 1.0 그리고 1.5로 증가시킬 때 간격의 증가 및 Reynolds 수의 변화가 열전달량에 미치는 영향을 Table 2에 나타내었다. Table 2에서 보는바와 같이  $Re=2,000$ 이며 두번째 블럭 (Fig.8에서 언급한 데이터와 비교를 위하여)인 경우의 총열전달량( $\overline{Nu}_t$ )은 각각 15.190, 15.543 그리고 15.985로서  $S/L$ 이 0.5 증가에 대하여 평균 약 2.8%의 증가에 그치고 있어 이 연구의 인자범위내에서 블럭간격의 증가가 열전달에 미치는 영향

이 Reynolds 수의 변화에 비하여 상대적으로 미미함을 알 수 있다. 이러한 특성은 모든 블럭에서 동일하게 나타나고 있다.

앞에서 언급하였듯이(Fig.6) 채널폭의 증가는 열전달을 감소시킨다. 여기서는 각 블럭표면에서의 열전달 상관관계식의 유도를 위하여 기본적인 기하학적인 형상에 대하여 Reynolds 수가 2,000일때 채널폭의 변화에 따른 각 블럭표면에서의 총 평균 Nusselt 수( $=\overline{Nu}_c + \overline{Nu}_r$ )를 Fig.10에 나타내었다. Fig.10에서 보는바와 같이 채널의 폭이 증가할수록 평균 Nusselt 수는 지속적으로 감소하였으며, 특히  $b/L$ 이 0.5에서 1.0으로 증가할때 그 감소의

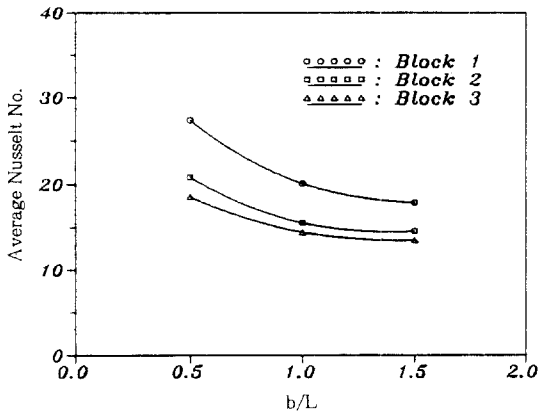


Fig.10 Average Nusselt number for various channel heights( $b/L$ ) in case of  $S/L=10$ ,  $H/L=0.25$ , and  $Re=2,000$

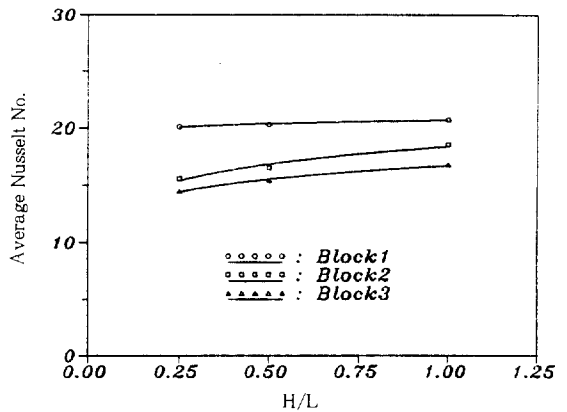


Fig.11 Average Nusselt number for various block heights( $H/L$ ) in case of  $S/L=1.0$ ,  $b/L=1.0$ , and  $Re=2,000$

Table 2 Average Nusselt numbers for various block spaces( $S/L$ ) in case of  $b/L=1.0$ ,  $H/L=0.25$ , and  $Re=2,000$

$Re$	Block No.	$S/L=0.5$			$S/L=1.0$			$S/L=1.5$		
		$\overline{Nu}_c$	$\overline{Nu}_r$	$\overline{Nu}_t$	$\overline{Nu}_c$	$\overline{Nu}_r$	$\overline{Nu}_t$	$\overline{Nu}_c$	$\overline{Nu}_r$	$\overline{Nu}_t$
1,000	1	5.762	10.890	16.652	5.697	11.499	17.196	5.649	11.893	17.542
	2	3.981	8.872	12.853	4.279	8.763	13.042	4.338	9.002	13.340
	3	3.247	8.548	11.795	3.528	8.836	12.365	3.671	8.989	12.660
2,000	1	7.496	12.165	19.622	7.406	12.700	20.107	7.364	13.020	20.384
	2	4.951	10.239	15.190	5.403	10.140	15.543	5.673	10.312	15.985
	3	4.099	9.737	13.836	4.489	9.969	14.458	4.757	10.092	14.849
3,000	1	9.038	12.818	21.856	8.919	13.311	22.231	8.875	13.600	22.475
	2	5.797	10.965	16.761	6.345	10.861	17.206	6.704	11.004	17.708
	3	4.835	10.424	15.260	5.301	10.618	15.919	5.640	10.719	16.359

폭이 상당히 크게 나타나고 있으며, 1.0에서 1.5로 채널폭의 비가 증가하면 그 감소폭은 줄어들었다 (첫번째 블럭의 경우,  $b/L=0.5, 1.0$  그리고 1.5일 때 총 Nusselt 수( $\overline{Nu}$ )는 각각 27.361, 20.107 그리고 17.910으로서 각 경우에 전달열량의 감소량은 각각 약 26.52% 및 10.9%). 또한 Reynolds 수 및 블럭간격의 변화에 의한 영향보다 채널폭의 변화가 열전달에 더 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

Fig.11은 블럭의 높이 변화에 따른 각 블럭 표면에서의 평균 Nusselt수를 나타낸 것으로 그림상의 실선은 최소자승법에 의하여 구한 관계식을 의미한다. Fig.11에서 보는바와 같이 블럭의 높이가 증가할수록 표면에서의 열전달은 증가하지만 그 변화가 미미함을 알 수 있다. 그리고 첫번째 블럭에서는 블럭의 높이에 관계없이 거의 일정한 열전달량을 보이고 있으며, 하류쪽으로 갈수록 열전달량의 증가가 더 크게 나타났다. 이는 앞에서 언급하였듯이 블럭의 존재 자체가 와류유동을 유발시키며, 이러한 현상이 하류쪽으로 갈수록 더 확연히 나타나기 때문이다. 그리고 블럭높이 증가에 대한 최대 열전달 증가율은 19.54%의 증가에 그치고 있으므로 (두번째 블럭에서 Reynolds수가 3,000인 경우,  $H/L=0.5$ 일때 ( $\overline{Nu}_1$ )=18.324 그리고  $H/L=1.0$ 일 때 ( $\overline{Nu}_1$ )=21.905), 블럭이 채널내에 돌출되면 유동구조가 수정되지만, 더욱 깊숙한 돌출이 열전달 특성에 미치는 영향은 미소함을 알 수 있다.

지금까지 언급한 Fig.8에서 Fig.11, Table 2 등의 결과를 이용하여 블럭표면에서의 열전달 상관관계식은 다음과 같이 유도될 수 있다. 먼저, 고정된 형상에 대한 자료에 대해서 식 (16)의  $C$ 값은 지수 형태의 관계식으로 가정하면 다음과 같다.

$$C = V_0 \left(\frac{b}{L}\right)^{v_1} \left(\frac{S}{L}\right)^{v_2} \left(\frac{H}{L}\right)^{v_3} \quad (17)$$

식(17)에서 세개의 독립변수를 최소자승법을 이용하여, 입구온도( $T_{in}$ )에 대한 평균 Nusselt수는 다음과 같은 형태의 상관관계식으로 나타낼 수 있다.

$$\overline{Nu} = A \cdot Re^m \left(\frac{b}{L}\right)^{v_1} \left(\frac{S}{L}\right)^{v_2} \left(\frac{H}{L}\right)^{v_3} \quad (18)$$

$\overline{Nu}$ 에 대하여 지금까지 구한 결과를 이용하여 식 (18)의 모든 계수를 구한 블럭표면에서의 열전달 상관관계식은 다음과 같다.

$$\overline{Nu} = 3.502 \cdot Re^{0.224} \left(\frac{b}{L}\right)^{-0.31} \left(\frac{S}{L}\right)^{0.047} \left(\frac{H}{L}\right)^{0.009} \quad (19)$$

$$\overline{Nu} = 3.270 \cdot Re^{0.226} \left(\frac{b}{L}\right)^{-0.276} \left(\frac{S}{L}\right)^{0.053} \left(\frac{H}{L}\right)^{0.127} \quad (20)$$

식(19)는 첫번째 블럭을 포함한 결과이며, 식(20)은 첫번째 블럭을 제외한 결과이다. 그리고 열전달 상관관계식이 타당성을 갖는 인자 범위를 Table 3에 나타내었다.

식(19)와 (20)은 Reynolds수, 블럭간의 간격, 블럭의 높이, 채널폭 등 각각의 경우에 얻어진 데이터에 대해서 최소자승법을 적용하여 구한 식이다. 모든 데이터에 대해서 각각의 경우에 대한 비례식을 구한 후 지수들의 평균값을 취하여 평균적인 비례관계를 얻었다. 전체데이터를 하나의 관계식으로 표현할 수 있도록 Reynolds수, 블럭간의 간격, 블럭의 높이, 채널 폭 등 각각에 대한 비례식을 하나의 비례식으로 조합하였다. 이로 부터 모든 경우에 대한 상관계수를 구하여 모두 합한 후 전체 데이터의 갯수로 나누어, 이때의 평균값을 윗식의 상관계수로 채택하였다. 그리고 최소자승법을 사용하여 구한 상관계수(식 (16)의 상수,  $C$ )는 2.2816이거나 또는 그 이상이다.

각각의 상관계수와 식(19), 식(20)에서 예측되는 평균오차는 각각 13.21%, 5.11%으로 계산되었다. 이들 식으로부터 알 수 있듯이 열전달에 영

Table 3 Data range used in heat transfer correlation reduction

Reynolds number	$1,000 < Re < 3,000$
Block spacing	$0.5 < S/L < 1.5$
Channel width	$0.5 < b/L < 1.5$
Block height	$0.25 < H/L < 1.0$

항을 가장 많이 미치는 인자는 채널의 폭( $b$ ) 및 Reynolds 수이며, 블럭의 높이( $H$ ) 및 블럭사이의 간격( $S$ )은 미미한 영향을 미침을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

일정한 온도의 블럭이 3개 존재하는 2차원 수평 채널에 대하여 복사를 고려한 층류 혼합대류 열전달특성을 수치적으로 연구하였다. Reynolds수, 블럭사이의 간격, 채널의 폭 및 블럭의 높이를 변화시키며 이들이 열전달특성에 미치는 영향을 규명한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

복사를 고려한 경우, 상부의 단열벽에 새로운 열경계층이 발생하며, 복사를 고려하지 않은 경우에 비하여 전 영역이 고온으로 유지되는 등 유동 및 온도장에 많은 변화가 나타났다.

블럭의 존재는 블럭사이에서 재순환 유동 및 와류를 발생시켜 유동형태에 많은 변화를 가져왔다. 그리고 블럭사이의 간격이 커질수록 재순환 영역의 길이는 감소하고, 이로 인하여 하류쪽 블럭에서의 열전달은 향상되지만, 이 연구의 인자범위내에서의 변화는 미미하게 나타났다. 또한 채널의 높이가 감소하게 되면 좁아진 유로로 인해 유속이 증가하게 되어 블럭표면에서의 열전달은 증가하였고, 블럭의 높이가 증가할수록 열전달이 증가하였다. 이상의 결과로 얻은 블럭표면에서의 열전달 상관관계식은, 첫번째 블럭을 포함한 경우와 그렇지 않은 경우에 각각 다음과 같다.

$$\bar{Nu} = 3.502 \cdot Re^{0.224} \left(\frac{b}{L}\right)^{-0.31} \left(\frac{S}{L}\right)^{0.047} \left(\frac{H}{L}\right)^{0.009}$$

$$\bar{Nu} = 3.270 \cdot Re^{0.226} \left(\frac{b}{L}\right)^{-0.276} \left(\frac{S}{L}\right)^{0.053} \left(\frac{H}{L}\right)^{0.127}$$

위의 식은 Table 3과 같은 조건하에서 유효하며, Reynolds 수 및 채널의 폭( $b$ )은 열전달에 많은 영향을 미치나, 블럭의 높이( $H$ )와 블럭사이의 간격( $S$ )은 열전달에 미미한 영향을 미침을 알 수 있다.

#### 후 기

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

#### 참 고 문 헌

1. Sparrow, E. M. and Chukaeve, A., 1980, "Forced-Convection Heat Transfer in a Duct Having Spanwise Periodic Rectangular Protrubances". Numerical Heat Transfer, Vol.3, pp.149~167
2. Schmidt, R. C. and Patankar, S. V., 1986, "A Numerical Study of Laminar Forced Convection Across Heated Rectangular Blocks in Two-Dimensional Ducts". ASME Pap. No 86-WA/HT-88
3. Arvizu D. E., 1981, "Experimental Heat Transfer from an Array of Heated Cubical Element on an Adiabatic Channel Wall", Ph. D. Thesis, Thermosci, Div. Mech. Eng. Dep., Stanford University, Stanford, California
4. Lehmann, G. L. and Wirtz, R. A., 1985, "The Effect of Variations in Streamwise Spacing and Length on Convection from Surface Mounted Rectangular Components". Heat Transfer in Electronic Equipment-1985, ASME HTD-48, pp. 39~47. ASME New York
5. Davalath, J. and Bayazitoglu, Y., 1987, "Forced-Convection Cooling Across Rectangular Blocks", ASME J. of Heat Transfer, Vol.109, pp. 321~328
6. 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. Bar Cohen, ASME HTD-

- Vol. 57, pp. 145~152
7. Sparrow, E. M. and Cess, R. D., 1978, *Radiation Heat Transfer*, Hemisphere Publishing, New York
  8. Smith, T. F., Beckermann, C., and Weber, S. W., 1991, "Combined conduction, Natural Convection, and Radiation Heat Transfer in an Electronic Chassis", *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 382~391
  9. Siegel, R., and Howell, J. R., 1980, *Thermal Radiation Heat Transfer* 2nd ed., Hemisphere, Washington, D. C.
  10. 박희용, 박경우, 김제영, 1994, "전자장비에서 표면복사를 고려한 혼합대류 열전달 특성에 관한 수치적 연구", *공기조화 냉동공학회, 하계 학술발표회 강연 및 논문집*, pp. 25~31
  11. 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
  12. Özisik, M. N., 1973, *Radiative Transfer and Interactions with Conduction and Convection*, John Wiley & Sons, New York
  13. 박희용, 박경우, 1994, "건물내 화재에 의한 연소가스 거동 예측에 관한 연구", *공기조화·냉동공학 논문집*, 제6권, 제3호, pp. 267~281
  14. Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, Washington, D. C.
  15. Yücel, A., Acharya. S. and Williams, M. L., 1989, "Numerical Convection and Radiation in a Square Enclosure", *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 15, pp. 261~278
  16. Arvizu, D. C, and Moffat, R. J., 1982, "The Use of Superposition in Calculating Cooling Requirements for Circuit Board Mounted Electronic Components", *IEEE Paper No. CH 1781~4/82~0133*