

【 論 文 】

다수의 장애물을 가진 유동채널에서의  
강제 대류에 관한 연구

Forced Convection in a Flow Channel with Multiple  
Obstacles

남 평 우\*      조 성 환\*\*

Pyung-Woo Nam      Sung-Hwan Cho

ABSTRACT

This analysis is to investigate the influence of inflow angle when cooling air flows into PC (Printed Circuit) board channels. Flow between PC board channels with heat generating blocks is assumed laminar, incompressible, two-dimensional.

Geometric parameters (block spacing (S), block height (H), block width (W) and channel height (L)) are held fixed.

Inflow angle variations are  $-10^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $10^\circ$ , where uniform heat flux per unit axial length  $Q$  (W/m) from heated block surfaces is generated. The governing equations for velocity and temperature are solved by SIMPLE (Semi-Implicit Method Pressure for Linked Equation) algorithm.

Nusselt number on each block surfaces is analyzed after a numerical calculation result. The result shows that the assumption on parallel inflow (inflow angle to channel,  $0^\circ$ ) to PC board channels can be used without large error even when inflow angle is varied.

NOMENCLATURE

G : step function defining solid-fluid  
H, h : dimensional and dimensionless height of  
block ;  $h = H/L$   
 $K_f$  : thermal conductivity of the fluid  
 $K_s$  : thermal conductivity of the solid

L : plate spacing  
 $L_t, l_t$  : dimensional and dimensionless plate ;  
 $l_t = L_t/L$   
 $L_1$  : inlet length of the channel  
 $L_2$  : outlet length of the channel  
n : normal coordinate to the solid-fluid  
interface  
Nu : local nusselt number  
P, p : dimensional and dimensionless pressure;  
 $p = P/\rho U_o^2$

\* 한양대 공대 기계공학과

\*\* 정희원 : 한양대 대학원 기계공학과

- Pe : pecler number ( $Re \cdot Pr$ )
- Pr : prandtl number
- Q : heat input per unit length in each block
- $R_e$  : Reynolds number ;  $\rho U_0 L / \mu$
- S, s : dimensional and dimensionless spacing
- T, t : dimensional and dimensionless temperature;  $t = (T - T_0) / (Q / K_f)$
- $T_0$  : inlet temperature of the fluid (ambient temperature)
- U, u : dimensional and dimensionless axial velocity ;  $u = U / U_0$
- V, v : dimensional and dimensionless transverse velocity ;  $v = V / U_0$
- $U_0$  : average velocity
- $U_1$  : fully developed elliptic velocity distribution
- W, w : dimensional and dimensionless width of blocks ;  $w = W / L$
- X, x : dimensional and dimensionless x coordinate ;  $x = X / L$
- Y, y : dimensional and dimensionless y coordinate ;  $y = Y / L$
- $\alpha$  : inlet velocity angle
- $\nu_f$  : kinematic viscosity of the fluid
- $\alpha_f$  : thermal diffusion coefficient of the fluid

## 1. 서 론

최근 전자장비의 소형화 추세에 부합하여 회로의 축소화 및 부품의 고밀도 실장이 이루어지고 있다. 이에 따라 IC(Integrated Circuit) 혹은 각종 저항체에서 많은 열량을 방출하므로 장비내부를 적절한 온도범위로 유지시키는 것이 장비고유의 성능 뿐 아니라 신뢰성 문제와 직결된다. 전자장비의 냉각을 위하여서는 자연대류에 의한 냉각방법이 유지 및 보수가 용이하고 소음이 적으며 신뢰성이 높

기 때문에 이상적이지만 열량제거능력이 한정되므로 대부분 전자장비에서는 적절한 온도범위를 유지시키기 위하여 강제대류 냉각방식을 채용하고 있다.

지금까지 전자장비내의 유체유동 및 열전달현상을 해석하기 위하여 벽면의 경계조건을 균일한 열플럭스 혹은 일정온도로 하여 기판들에 의하여 형성된 채널에서의 강제대류 및 자연대류 열전달에 관한 연구가 많이 수행되어 왔다. 그러나 실제 전자장비의 열적인 성능해석에 적용할 수 있도록 일정한 발열량을 갖는 유동 장애물이 존재하는 채널에서의 강제대류 및 자연대류 열전달의 예측에 관한 연구는 최근까지도 계속되고 있다. Elenbaas<sup>1)</sup>는 실제 전자장비의 열적인 성능해석에 적용하기 위하여 수직으로 설치되어 있는 등온채널에서의 자연대류에 관한 실험적 연구를 수행하였으며 Bodoia and Osterle<sup>2)</sup>는 같은 문제에 관하여 수치해석을 수행하고 Elenbaas의 실험결과와 비교하여 두 결과가 서로 잘 일치함을 보였다. 그러나 실제 전자장비의 PC판(Printed Circuit Board)은 연속적으로 설치되어 있으며 서로 열적인 영향을 미치므로 채널벽면온도를 일정하게 유지시킨 경계조건을 실제장비 성능 예측에 적용하는 것은 비현실적이다. Sparrow<sup>3)</sup> 등은 수직으로 세워져있는 평판표면에 균일한 온도를 유지하는 일정한 폭을 가진 2개의 띠열원(Strip Heater)이 공기와 접하고 있을 경우에 자연대류 열전달 현상을 수치적 방법으로 해석하였으며 Jaluria<sup>4)</sup>는 2개 이상 여러개의 띠열원이 배열되어 있는 경우에 열원에 의한 자연대류 현상에 관하여 실험과 수치해석을 병행하였다. 유동 장애물이 유동장에 미치는 영향을 조사하기 위하여 Hughes 등<sup>5)</sup>은 수평채널벽 사이에  $0.4D \times 0.4D$  ( $D$  : 채널의 폭) 크기의 직사각형 블록이 놓여 있을 때 Reynolds 수가 200 과  $10^7$ 의 경우에 대하여

시간에 따른 유동현상의 변화를 고찰하였다. 이들의 주된 관심은 점성유동에 적용한 유한요소법의 타당성 검토에 한하고 있다. Nallasamy<sup>6)</sup>은 수평채널내에 장애물이 설치되어 있을 때 장애물의 길이와 높이 및 유체의 유입구 속도분포에 따른 채널내부의 유동현상과 압력분포 및 부착점의 위치를 수치적으로 해석하였다.

Kennedy and Zebib<sup>7)</sup>은 와류-유량 함수식을 사용하여 수평채널내부에서의 강제 및 자연대류에 관한 수치해석을 수행하였지만 상하면에 놓여있는 열원이 두께가 없는 경우로 한정하였다. Zebib and Wo<sup>8)</sup>는 자연대류의 영향을 무시하고 수평채널 내부에 한개의 IC가 놓여있다고 가정하여 강제대류 열전달현상을 해석하였다. Braaten and Patankar<sup>9)</sup>는 IC가 기판위에 일정한 간격으로 놓여있고 기판은 층을 이루며 배열되어 있을 때 냉각공기가 채널에 수직으로 유입되는 경우에 자연대류의 영향에 의한 열전달특성을 해석하였다. 이들의 연구에서 유입되는 유체는 완전발달된 유동으로 가정하였으며 부력은 열전달을 증가시키며 2차유동을 유발한다고 발표하였다. 지금까지의 많은 연구에서는 채널로 유입되는 공기가 채널벽에 평행하게 유입된다는 가정을 사용하였지만 실제 채널내로 유입되는 공기의 속도분포는 여러가지 형태를 가질 수 있으므로 채널벽에 평행한 입구속도분포로 유입되는 경우와 이와 동일한 유량을 가지면서 채널벽에 경사진 방향으로 공기가 유입될 때의 채널에서의 유동 및 열전달 특성의 변화를 비교검토 할 필요가 있다.

본 연구에서는 IC가 일정한 간격으로 배치되어 있으며 기판이 여러층을 이루며 쌓여 있을 때 이들 층 사이로 냉각공기가 유입되는 경우를 고려한다. 이 때의 유동을 층류, 비압축성, 2차원 강제대류유동으로 가정한 후 블록의 간격, Peclet 수, Reynolds 수, 열물성

치등의 parameter를 고정하고 채널로 유입되는 공기의 유입각도에 따른 유동특성 및 열전달 특성을 예측하여 실제전자장비의 열적인 성능에 이용하고자 한다.

## 2. 이론해석 모델

본 연구모델의 개략적인 모형은 Fig.1에서 보는 바와 같으며 채널의 높이  $L$ 은  $2.54\text{ cm}$ , 채널의 길이  $L_t$ 는  $25.4\text{ cm}$ 이다. IC를 묘사하는 블록은  $1.27\text{ cm} \times 0.635\text{ cm}$ 의 크기를 가지며 채널의 입구로부터  $8.89\text{ cm}$  떨어진 위치에서부터 시작하여  $1.27\text{ cm}$  간격으로 세개의 블록이 배치되어 있다. 이것은 전형적인 전자장비의 채널을 묘사한다. 이 모델은 Dava-lath의 기존연구<sup>10)</sup>에서 선택한 채널현상과 유사하다. PC판 위에 놓여있는 IC는 균일한 열전도계수를 가진 직사각형블록으로 가정하고 이 세개의 블록은 단위깊이당 균일한 발열량 ( $21.5\text{ W/m}$ )을 가진다. PC판으로 형성된 채널의 윗면과 아랫면은 단열되어 있다. 채널입구에서의 유입공기 온도는  $300\text{ K}$ 로 일정하게 유지되며 공기 (Prandtl 수가  $0.7$ )의 유량은  $0.0138\text{ [kg/s]}$ 이다. 이때의 공기유입방향을 나타내는 각도는  $+10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$ 의 3가지로 변화시켰다.

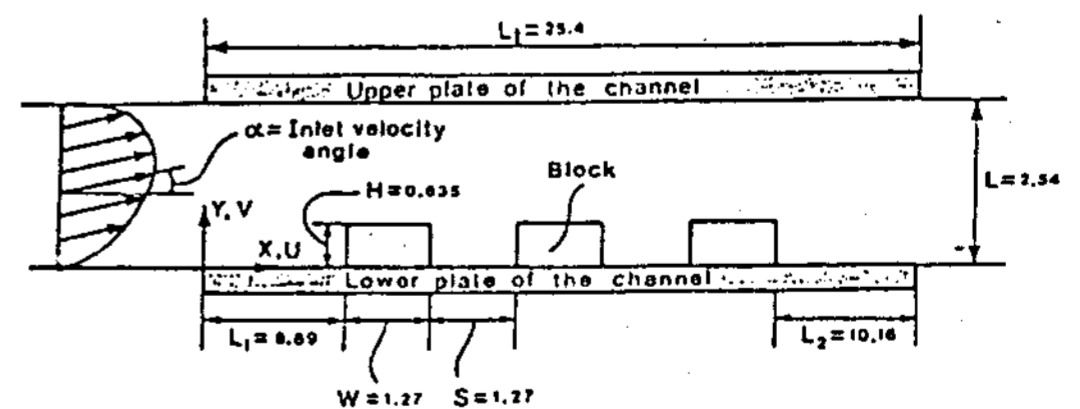


Fig.1 Schematic of present investigation (unit=cm)

## 3. 지배방정식 및 경계조건

균일물성치, 층류, 정상, 비압축성 2차원 유동에 관한 무차원 지배방정식은 다음과 같다.

$$\partial u / \partial x + \partial v / \partial y = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$u(\partial u / \partial x) + v(\partial u / \partial y) = -\partial p / \partial x + C_1(\partial^2 u / \partial x^2 + \partial^2 u / \partial y^2) \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$u(\partial v / \partial x) + v(\partial v / \partial y) = -\partial p / \partial y + C_1(\partial^2 v / \partial x^2 + \partial^2 v / \partial y^2) \quad (3)$$

$$C_2(u(\partial t / \partial x) + v(\partial t / \partial y)) = C_3(\partial^2 t / \partial x^2 + \partial^2 t / \partial y^2) + C_4 G \quad \dots\dots\dots (4)$$

무차원 경계조건은 아래와 같다.

$$u=v=0, \partial t / \partial y=0 \quad \text{at } y=0 \text{ and } y=1 \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$u=u_1, v=u_1 \tan \alpha, t=0 \quad \text{at } x=0 \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$\partial u / \partial x=0, v=0, \partial t / \partial x=0 \quad \text{at } x=l_t \quad \dots\dots\dots (7)$$

여기서  $l_t$  는 무차원 채널 길이,  $u_1$  는 2차원 층류 채널유동에서의 완전발달된 포물형 속도분포를 나타낸다. 계산영역 내부에서의 각 물질구역에 관한 기본방정식 (1)~(4)에 대한 계수들은 Table. 1에 나타나 있다.

Table 1. Values of each coefficient in eq. ((1)-(4))

	$C_1$	$C_2$	$C_3$	$C_4$	G
유체영역	$1/Re$	1	$1/Pe$	0	0
고체영역	$\infty$	$\frac{(\rho C_p)_s}{(\rho C_p)_f}$	$\frac{1}{Pe} \frac{(K_s)}{(K_f)}$	$\frac{1}{Pe} \frac{1}{Wh}$	1

상기 기본방정식과 경계조건에 사용된 무차원 수 및 무차원변수의 정의는 아래와 같다.

$$x=X/L, y=Y/L, u=U/U_o, v=V/U_o, p=P/(\rho U_o)^2, Re=U_o L/\nu_f, t=(T-T_o)/(Q/k_f), Pe=Re \cdot Pr, l_t=L_t/L, w=W/L, h=H/L, pr=\nu_f/\alpha_f, U_1=6y(1-y) \quad \dots\dots (8)$$

여기서 특성속도  $U_o$  는  $(1/L \int_0^L U dY)$ 이며 대문자는 유차원량을 나타낸다.  $T_o, k_f, \nu_f, \alpha_f$  는 각각 유입공기온도, 공기의 열전도계수, 동점성계수 및 열확산계수를 나타낸다.

방정식 (1)~(4)는 제어체적공식화 (control volum formulation)에 의해서 이산화될 수 있으며 최종적으로 이산화된 방정식은 격자점 P에서 다음과 같이 일반화할 수 있다.

$$A_p \phi_p = \sum A_{nb} \phi_{nb} + b \quad \dots\dots\dots (9)$$

여기서  $\phi$  는 속도 및 온도를 표시하며 첨자 nb는 격자점 P에 이웃하는 격자점을 나타낸다. 위의 식은 SIMPLE 방법에 의해서 해가 구해진다. 계산영역은 Fig.2에 나타난 바와같이  $60 \times 14$  개의 제어체적으로 나누었으며 블록주위에서와 채널벽면 근처에서는 물리적현상이 급격히 변할 것으로 예상되므로 제어체적의 분포를 상대적으로 조밀하게 설정하였다. 사용된 이완계수는 운동량방정식에서 0.5이며 에너지 방정식에서 0.95이다. 반복회수가 250회 정도 걸려서 해는 수렴되었다. 해의 수렴성은 물리량(온도, 속도)의 수치값 변화가 8회 이상 계속되는 반복계산에도 유효숫자 4자리 내에서 일정한 때를 수렴값으로 취하였으며 약 250회의 반복계산이 소요되었다. 해가 수렴된 후에 전체영역에서의 유동함수를 계산하고 블록표면에서의 Nusselt수를 계산하였다. 계산결과의 타당성을 검토하기 위해서 Dava-lath<sup>10)</sup> 등의 연구결과와 비교하였으며 결과는 잘 일치하였다.

### 5. 결과 및 고찰

본 수치계산에서는 Pr수가 0.7인 유입공기의 평균속도가 0.463 [m/s]로서 Re 수가 750인 경우에 블록간의 간격 S는 1.27 cm,

블록의 높이  $H$ 는  $0.635\text{ cm}$ 로 블록의 폭  $W$ 는  $1.27\text{ cm}$ 로 고정하였다. 대부분의 IC부품은 열전도계수가 대략  $0.262\text{ [ W/mk ]}$ 인 플라스틱 합성수지 내부에 쌓여있으므로 공기의 열전도계수  $k_f$ 에 대한 블록의 열전도계수  $k_s$ 의 비율,  $k_s/k_f$ 을 10으로 고정하였다. 이때 채널입구로 유입되는 속도분포의 영향을 조사하기 위하여 공기의 유입각도  $\alpha$ 를  $-10^\circ, 0^\circ$ , 및  $10^\circ$ 로 변화시키면서 계산영역에서 유선분포, 등온선분포 및 각 블록의 왼쪽면, 윗면 및 오른쪽면에서의 국소 Nusselt 수를 구하였으며 또한 각 블록의 세 표면에서 평균 Nusselt 수를 조사하였다.

5-1 유선, 등온선 및 속도벡터 분포

Fig. 3에는 공기의 유입각도가  $+10^\circ$ (a),  $0^\circ$ (b) 및  $-10^\circ$ (c)인 경우의 채널내부의 속도벡터 분포를 보여준다. 유입각도가  $+10^\circ$ (a) 및  $-10^\circ$ (c)에서는 입구에서 속도벡터 분포가 각각 채널의 윗벽과 아랫벽을 향해서 유입되는 것을 볼 수 있으며 입구에서  $1W$ 의 거리를 지난 위치에서부터는 유입각도가  $0^\circ$ 인 경우의 포물선 형태의 속도벡터와 유사하게 된다. Fig. 4에서는 공기유입각도가  $+10^\circ$ (a),  $0^\circ$ (b) 및  $-10^\circ$ (c)일 경우에 대해 유량함수  $\psi = \int u dy$ 을 계산하고 같은 크기에 대해 연결해서 그린 유선분포를 나타낸 것이다. 무차원 유량함수값은  $-0.001, -0.003, -0.008, -0.01, -0.002, 0.0, 0.1, 0.3, 0.5, 0.7$  및  $0.9$ 이다. 모든 유입각도의 경우 유선분포는 첫번째 블록의 왼쪽면 영역과 3번째 블록의 오른쪽면 영역에서 재순환유동이 나타났으며 블록들 사이에서는 재순환하는 세포유동이 그 영역을 완전히 차지하고 있다. 유입각도  $+10^\circ$ (a)와  $-10^\circ$ (c)에서는 속도 벡터분포에서와 같이 채널 윗벽과 아랫벽을 향해 공기가 유입되는 것을 확인할 수 있으며 채널입구로부터  $1W$  지난 거리

에서 유입각도  $0^\circ$ (b)인 경우의 분포와 거의 유사하다. 유입각도  $-10^\circ$ (c)에서는 첫번째 블록의 왼쪽면 영역과 세번째 블록 오른쪽면 영역에서 형성되는 재순환영역 길이는 유입각도  $+10^\circ$ (a) 및  $0^\circ$ (b)일 경우보다 더 길게 뻗어 있는 것으로 나타났다. Fig. 5는 공기유입각도가  $+10^\circ$ (a),  $0^\circ$ (b) 및  $-10^\circ$ (c)일 경우의 등온선 분포이며 무차원 온도로서  $0.134, 0.1, 0.06, 0.04, 0.02, 0.001$  및  $0.0001$ 이며 이에 해당하는 유차원 온도값은 각각  $410\text{ k}, 382\text{ k}, 349\text{ k}, 333\text{ k}, 316\text{ k}, 301\text{ k}$  및  $300\text{ k}$ 이다. 모든 유입각도의 경우에 최고온도 위치는 세번째 블록 밑면과 중앙 사이에서 나타나는 것을 알 수 있으며 이는 입구에서 유입된 공기가 첫번째 및 두번째 블록과의 접촉에 의하여 온도가 상승되었으며 세번째 블록을 접할 때

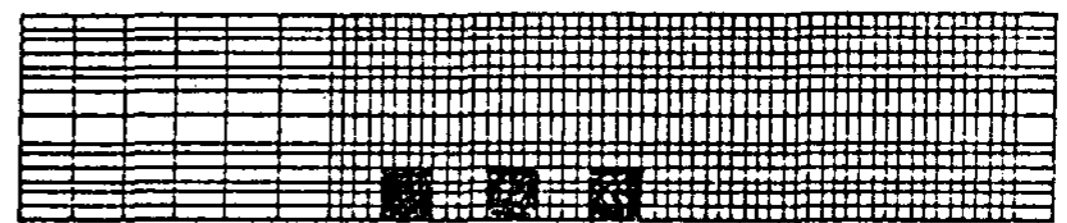


Fig.2 Subdivision of computation domain

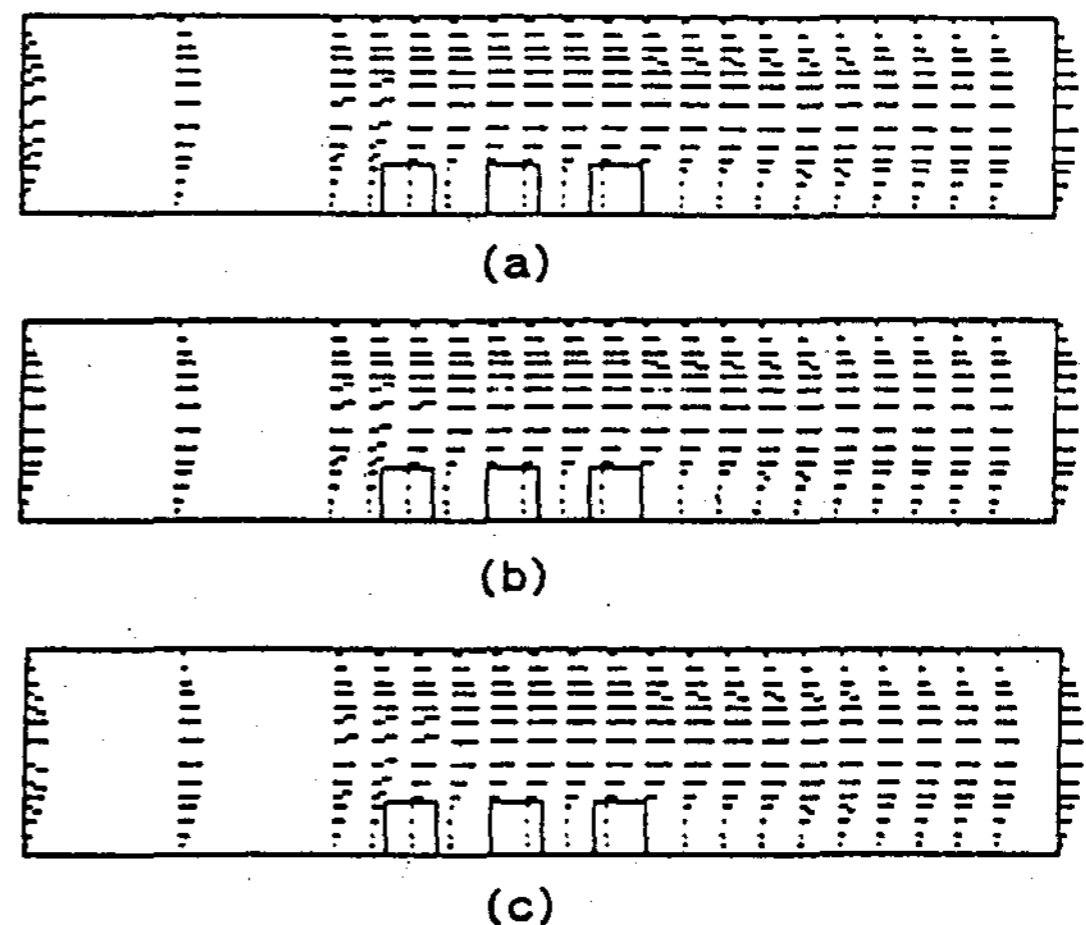


Fig.3 Distributions of Velocity vectors within the channel: the angles of inlet velocity are (a);  $+10^\circ$ (b);  $0^\circ$ (c);  $-10^\circ$

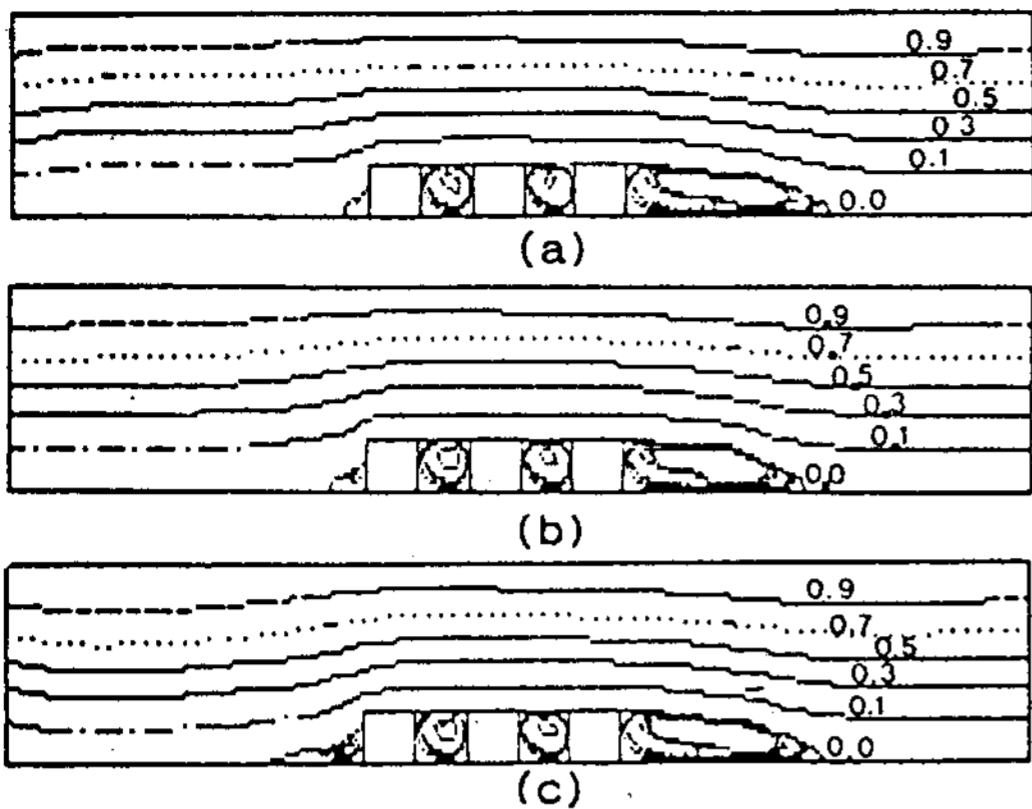


Fig.4 Distributions of streamlines within the channel : the angles of inlet velocity are (a);+10° (b);0° (c);-10°

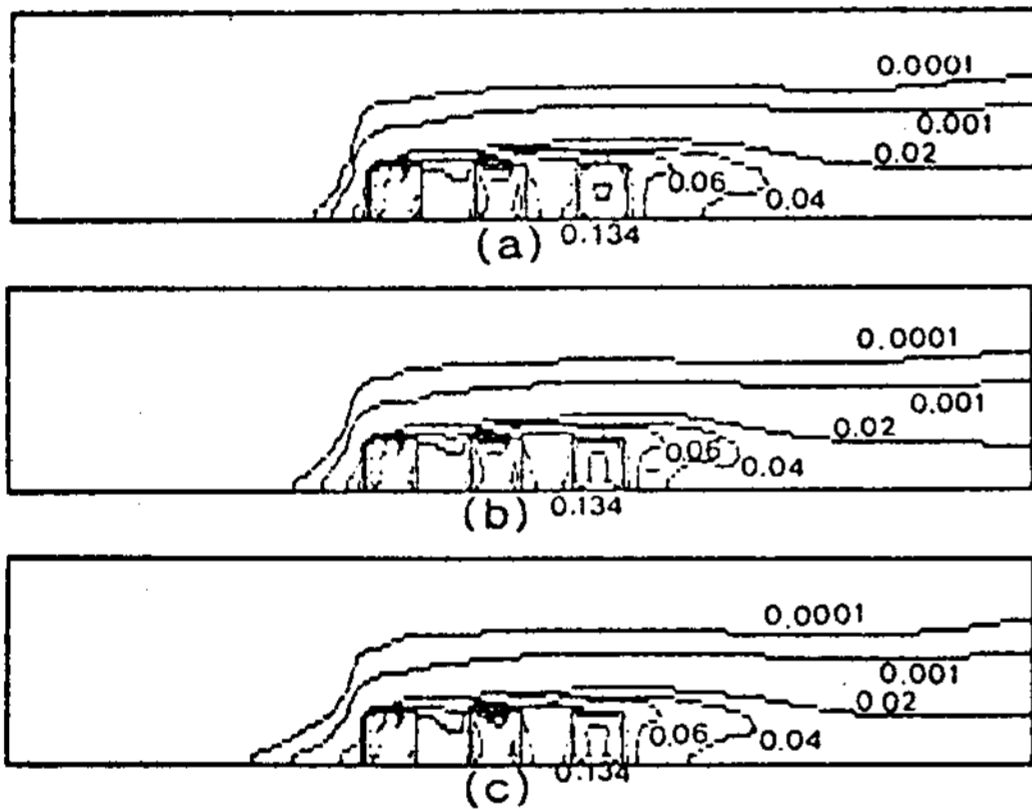


Fig.5 Distributions of isotherms within the channel: the angles of inlet velocity are (a);+10° (b);0° (c);-10°

에는 블록으로부터 열전달이 둔화되기 때문이다. 열경계층 두께는 모든 경우에 블록 위에서 증가되며 블록의 하류에서는 약간 감소하는 경향을 나타내는데 이는 채널 아랫벽에 두께가 없는 균일한 열원이 놓여 있을 때 채널의 길이가 증가함에 따라 열경계층의 두께가 계속 증가하는 경향과 다른 경향을 나타내고 있다. 유입각도가 -10°(c)인 경우에 열경계층의 위

치는 유입각도가 0°(b) 및 +10°(a)인 경우보다 첫번째 블록의 왼쪽면의 더 앞쪽에서 일어나는 것을 볼 수 있겠다.

5-2. 열전달율

블록표면에서의 열전달특성은 국소 Nusselt 수에 의하여 표현될 수 있으며 국소 Nusselt 수의 정의는 아래와 같다.

$$Nu = \frac{hL}{k_f} = - \frac{1}{t_{wall}} \left( \frac{\partial t}{\partial n} \right)_{wall} \dots \dots \dots (10)$$

Fig. 6은 세가지의 공기유입각도일 때 각 블록의 3표면에서 국소 Nusselt 수의 분포를 나타내었다. 모든 유입각도의 경우에 가장 큰 국소 Nusselt 값이 첫번째 블록의 윗면에서 나타남을 알 수 있다.

이는 윗면이 유동방향과 일치함에 따라 대류 열전달량이 커지기 때문이다. 유입각도가 -10°, 0° 및 +10°인 순서로 아랫벽을 향해 하향될 수록 블록의 모든표면에서의 국소 Nusselt 수 크기가 크게 나타나지만 세번째블록의 오른쪽면에서는 유입각도 0°, -10°, +10° 순서로 국소 Nusselt 수가 크게 나타났다. 3개의 블록 중에서 국소 Nusselt 수는 첫번째블록코너 (B) 위치에서 가장 큰 값을 나타내었다. 이는 온도가 낮은 유입공기가 처음으로 첫번째 블록과 접하기 때문에 열전달이 가장 많음을 나타낸다. Table. 2는 유입각도 +10°, 0°, -10°인 경우에 각 블록의 왼쪽면, 윗면 및 오른쪽면에서의 평균 Nusselt 수와 유입각도 0°인 경우의 평균 Nusselt 수 (Nu<sub>0</sub>)에 대한 유입각도 +10° 및 -10°의 평균 Nusselt 수 Nu<sub>10</sub> 및 Nu<sub>-10</sub>의 상대오차(  $\frac{Nu_{10} - Nu_0}{Nu_0}$ ,  $\frac{Nu_{-10} - Nu_0}{Nu_0}$  )를 백분율로 나타내었다. 유입각도 -10°인 경우에 상대오차가 음수인 것은 이와 반대임을 나타낸다. -10°인 유입각도에서 양수의 오차가 비교적 크다는 것을 알 수 있으므로 세 가지 공기유입각도 중에서는 -10°인 경우가



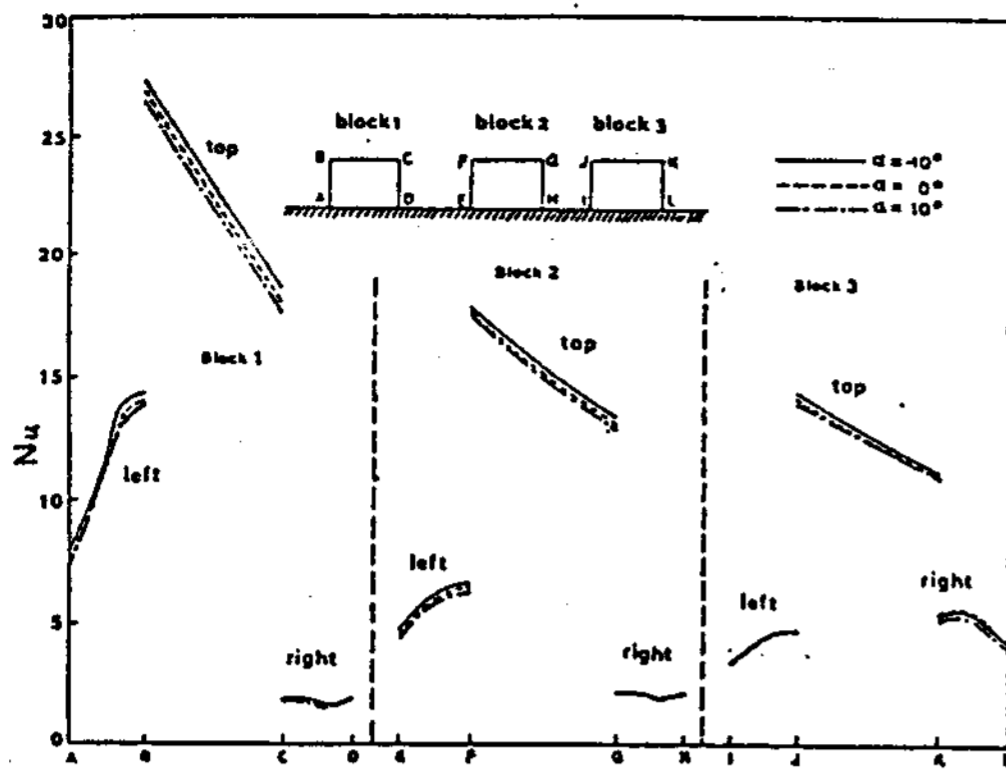


Fig.6 Local Nusselt Numbers at each block surfaces for various inlet velocity profile

Table 2. The average Nusselt Number and it's relative errors on block surfaces for various inlet velocity profile

Block No.	Inlet angle	block 1			block 2			block 3		
		Top Face	Left Face	Right Face	Top Face	Left Face	Right Face	Top Face	Left Face	Right Face
+10°	Nu <sub>av</sub>	21.99	11.10	1.78	15.07	5.82	2.08	12.35	4.09	5.17
	Relative error(%)	-1.19	-1.19	-0.93	-1.19	-2.16	-1.64	-1.14	-0.83	0.72
0°	Nu <sub>av</sub>	22.43	11.22	1.80	15.25	5.75	2.10	12.49	4.13	5.13
	Relative error(%)	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-10°	Nu <sub>av</sub>	22.88	11.61	1.81	15.48	5.90	2.11	12.68	4.20	5.04
	Relative error(%)	1.91	3.42	0.61	1.32	2.67	0.78	1.43	1.70	1.89

열전달을 더 촉진시키는 것으로 나타났다. 전반적으로 유입공기의 각도변화에 대한 블록의 열전달변화가 -2.16% ~ 3.42% 정도이다. 이러한 미소한 변화는 실제장비에서 장비전체의 열적인 성능에 영향을 크게 미치지 않을 것으로 판단된다.

### 5. 결론

실제 전자장비채널에서 일어날 수 있는 채널내부에서의 유동특성 및 발열부품들로부터의 열전달특성을 해석하였다. 공기유입각도를 +10°, 0°, -10°로 변화시킴에 따라 발열체로의 열전달량은 증가하지만 열전달량의 변화는 -2.16 ~ 3.42%로 미소하게 나타났다. 그러므로 유입

공기가 채널의 면과 평행하게 유입된다는 가정에 의한 수치결과와 실험결과는 유입각도의 변화가 있을 경우에도 큰 오차없이 사용될수 있다고 판단된다.

### REFERENCES

1. W. Elenbaas, "Heat Dissipation of Parallel Plates by Free Convection," *Physica*, Vol. 9, No.1. pp. 1-28, 1942.
2. J.R. Bodoia and J.F. Osterle, "The Development of Free Convection between Heat Vertical Plates," *ASME J. Heat Transfer*, vol. 84, pp. 40-44, 1962.
3. E.M. Sparrow and M. Faghri, "Natural Convection Heat Transfer from the Upper Plate of a Colinear, Separated Pair of Vertical Plates," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 102, pp. 623-629, 1980.
4. Y. Jaluria, "Buoyancy-Inducted Flow Due to Isolated Thermal Sources on a Vertical Surfaces," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 104, pp. 223-227, 1982.
5. T.R.J. Hughes, W.K. Liu and A. Brooks, "Review of Finite Element Analysis of Incompressible Viscous Flows by the Penalty Function Formulation," *J. Comp. Phys.* 30, pp. 1-80, 1979.
6. M. Nallasamy, "Numerical Solution of the Separating Flow Due to an Obstruction," *Computers and Fluid*, Vol. 14, No. 1, pp. 59-68, 1986.
7. K.J. Kennedy and A. Zebib, "Combined Forced and Free Convection between Parallel Plates, some case studies," *Int. J. Heat Mass Transfer* 26, pp. 471-474, 1983.
8. A. Zebib, and Y.K. Wo, "A Two Dimensional Conjugate Heat Transfer Model for

- Forced Air Cooling of an Electronic Device,”  
Int. Electronic Packaging Conf., Orlando,  
FL. Oct. 22-24, pp. 135-142, 1985.
9. M.E. Braaten and S.V. Patankar, “Analysis  
of Laminar Mixed Convection in Shrouded  
Arrays of Heated Rectangular Blocks,”  
Int. J. Heat Mass Transfer, Vo. 28, No.9,  
pp. 1699-1709, 1985.
10. J. Davalath and Y. Bayazitoglu, “Forced  
Convection Cooling Across Rectangular  
Blocks,” ASME J. Heat Transfer, Vol. 109,  
pp. 321-328, 1987.