

|||||||
 論 文
 |||||

벽에서 열원이 있는 수직채널안의 자연대류열전달

박 희 용*· 두 민 수**

Free Convective Heat Transfer in a Vertical Channel with Heat Source at the Wall

Hi Yong Pak* and Min Soo Doo**

ABSTRACT

In this study, a numerical analysis was performed for the natural convection heat transfer in a vertical channel which was consisted of two finite-thickness vertical walls with heat source. The ratio of the thermal conductivity of wall to air played an important role in the analysis. The case for which one side wall has protrusion resistances was also examined.

The governing equations for the system was discretized by control volume formulation and solved by SIMPLE method.

As the result of this study, it was found that the uniform heat flux boundary condition could be applied when the conductivity ratio was below approximately 50 and the uniform temperature boundary condition could be used when the conductivity ratio was over approximately 15,000. However, when the conductivity ratio was between 50 and 15,000, the thermal conductivity ratio value should be considered for the analysis. It was also found that the existence of protrusion resistance influenced the thermal field up to the distance of 3-4 times of the protrusion length.

* 정희원, 한양대학교 공과대학

** 한양대학교 대학원

기 호 설 명

1. 서 론

- A ; 차분방정식의 계수, 식(17)
 B ; 전체채널의 너비
 b ; 채널의 너비
 C_p ; 정압비열
 CR ; 유체에 대한 벽의 열전도계수비
 g ; 중력가속도
 Gr ; Grashof 수
 h ; 대류열전달계수
 k ; 열전도계수
 k_e ; 등가열전도계수
 L ; 채널의 길이
 M ; 질량유량
 Nu ; 국소 Nusselt
 Nu_L ; 채널출구에서의 Nusselt 수, 식(15)
 P ; 압력
 PB ; 돌출부의 길이
 Pr ; Prandtl 수
 Q ; 열량
 \dot{q} ; 열유속
 q ; 단위체적당 열원
 Ra ; 채널 Rayleigh 수
 Ra_T ; 채널출구에서의 Rayleigh, 식(19)
 S ; 차분방정식의 source 항, 식(17)
 T ; 온 도
 T_0 ; 채널의 입구온도
 $\Delta T'$; 기준온도차이
 U, V ; x, y 방향의 속도
 U_0 ; 채널의 입구속도
 β ; 열팽창계수
 δ ; 판의 두께
 ν ; 동점성계수
 ρ ; 밀도
 ϕ ; 차분방정식의 퍼텐셜, 식(17)

최근 전자장비의 소형화를 위한 부품들의 밀집배열은 장비의 단위체적당 열발생량을 증가시켜 전자 장비의 성능에 많은 영향을 미치는 작동온도의 상승원인이 되고있다. 따라서 현대의 전자장비설계에 있어서 열공학적인 문제는 많은 관심을 끌게되어 이들에 대한 여러가지 냉각방법들이 연구되어 지고 있으며, 이에대한 기존의 연구를 살펴보면 열을 생성하는 부품들을 포함한 회로기판들이 수직 채널을 형성하는 모델에 대한 연구가 많이 수행되어져 있다.

벽면의 온도가 일정한 경우 Elenbaas[1]가 최초로 수직사각채널에서의 실험적 연구를 하였고, Bodoia 등 [2]은 이에 대하여 수치적으로 연구하였다. 반면 Aung 등 [3-5]은 벽면에서 일정한 열유속이 존재하여 온도분포가 균일하지 않는 수직채널에 대하여 수치적 연구를 하였고, 최근에는 Wirtz 등 [6]이 이에 대하여 실험을 하였다. 그리고 Bar-Cohen 등 [7]은 지금까지 발표된 수직채널에 관한 논문들을 여러가지 경제조건에 대하여 Nusselt 수를 중심으로 다시 정리하였다.

위에서 살펴본 연구들 [1-7]은 모두 수직채널에서의 경계면 조건을 등온이나 등열유속으로 가정한 경우이다. 그러나 실제의 경제조건이 등온이나 등열유속이 아니고 유한한 두께를 갖는 수직벽안에서 불균일한 열원(heat source)이 있는 경우가 대부분이다. Zinnes [8]는 수직벽안의 전도열전달을 포함한 수직벽주위의 자연대류 열전달에 대한 실험 및 수치적 연구를 시도하였고, Gdalevich 등 [9]은 유한한 두께와 열전도계수를 갖는 수직벽이 주위공기와 접하고 있는 경계면에서 공기의 열저항에 대한 벽면의 두께 및 열전도계수의 영향을 수치적으로 연구하였으며, Brosh 등 [10]은 선형 열원이 있는 수평평판상에 유체가 평행으로 유동하는 경우 평판과 유체의 열전도계수비가 유체와

평판안의 온도분포에 미치는 영향을 수치적으로 연구하였다.

위에서 살펴본 연구들 [1 - 10] 은 모두 벽면이 평판인 경우들인데 circuit card carrier 와 같이 평판상에 돌출부가 규칙적 또는 불규칙적으로 튀어나와 있는 경우도 많다. 그러나 이 경우에 대한 연구는 드물고 다만 Aung 등 [11] 이 평판 위에 돌출부가 있는 2 차원 유동장에서 자연대류 열전달을 실험적으로 연구한 정도이다.

앞에서 언급한 바와 같이 수직채널에서의 자연대류열전달을 연구할 때 경계조건을 등온이나 등열유속으로 보는 것은 두 극단적인 경우이고 실제로는 벽면이 유한한 두께를 가지며 열원을 갖고 있는 경우가 대부분이기 때문에 벽면의 경계조건은 등온도 아니고 등열유속도 아닌 경우가 많다. 이와같은 경우를 취급하기 위하여서는 고체와 유체의 경계면에서 주위 유체의 열전도계수에 대한 벽의 열전도계수의 비를 고려하여 계산하여야 한다.

따라서 이 연구에서는 유일한 두께와 열원이 있는 매끈한 벽으로 이루어진 수직채널에서 주위유체의 열전도계수에 대한 벽의 열전도계수의 비를 바꾸어 가면서 벽면과 채널안의 유체의 온도분포에 관하여 수치적으로 연구를 하였고 또한 벽면에 돌출부가 있는 경우에 대해서도 특정한 열전도계수비의 값 (CR = 1100) 을 선택하여 살펴보았다.

2. 이론해석

2.1 기본방정식과 경계조건

이 연구에서 사용한 모델의 좌표계와 기하학적형상을 Fig.1 에 나타내었다. 길이 L, 두께 δ 인 두 평판이 체적안에 균일한 열원을 가지고 거리 b 만큼 서로 떨어져 수직채널을 형성하고 있는데, 돌출부가 있는 경우엔 한쪽판에서 길이 PB, 두께 δ 인 돌출부가 2 개 부착되어 있다고 하였

다. 부력에 의하여 발생한 유동은 온도차가 그다지 크지 않으므로 층류유동이라 가정할 수 있고 Boussinesque approximation 을 이용한 2 차원 정상상태의 무차원 지배 방정식은 다음과 같이 된다.

∂U* / ∂x* + ∂V* / ∂y* = 0 (1)

U* ∂U* / ∂x* + V* ∂U* / ∂y* = - ∂P* / ∂x* + ∂²U* / ∂x*² + ∂²U* / ∂y*² (2)

U* ∂V* / ∂x* + V* ∂V* / ∂y* = - ∂P* / ∂y* + ∂²V* / ∂x*² + ∂²V* / ∂y*² + Gr · T* (3)

U* ∂T* / ∂x* + V* ∂T* / ∂y* = CR / Pr (∂²T* / ∂x*² + ∂²T* / ∂y*²) + S / Pr · δ* (4)

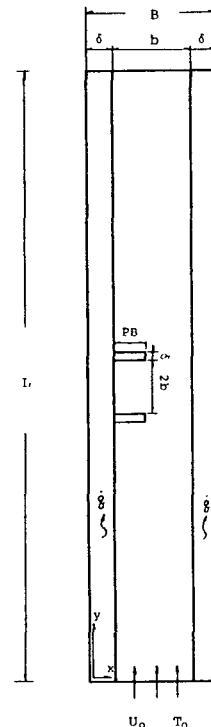


Fig. 1 Geometry and coordinate system of model

식(1)-(4)에서 무차원변수는 다음과 같이 정의하였다.

$$x^* = \frac{x}{b}, \quad y^* = \frac{y}{b}, \quad \delta^* = \frac{\delta}{b}$$

$$L^* = \frac{L}{b}, \quad B^* = \frac{B}{b}, \quad U^* = \frac{b \cdot U}{\nu}$$

$$V^* = \frac{b \cdot V}{\nu}, \quad T^* = \frac{T - T_0}{\Delta T'}$$

$$\Delta T' = \frac{\dot{q} \cdot \delta \cdot b}{k_f}, \quad P^* = \frac{b^2}{\rho_0 \nu^2} (P + \rho_0 g y)$$

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T' b^3}{\nu^2}, \quad CR = \frac{k_s}{k_f}$$

식(4)에서 돌출부를 제외한 고체부분은 $S=1$ 이고 유체부분은 $S=0$ 및 $CR=1$ 이며, 판은 유체에 접한 면을 제외하고는 모든 면이 단열되었다고 가정하였다. 채널입구에서 유체는 $U^*=U_0^*, T^*=0$ 으로 유입되고 고체 경계면에서는 유체입자의 non-slip 조건 ($U^*=V^*=0$) 을 적용하였다. 채널에서의 유량 M 은 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$M = bU_0 = \int_{\delta}^{b+\delta} U dx \quad \dots\dots\dots (5)$$

식(5)를 무차원화 시키면 다음과 같이 된다.

$$M^* = \frac{M}{\nu} = \int_{\delta^*}^{1+\delta^*} U^* dx^* \quad \dots\dots\dots (6)$$

채널의 임의의 높이에서 한쪽 벽면으로부터 유체로 들어오는 열유속 q 는 식(7)과 같다.

$$q(x) = k_e \left. \frac{dT}{dx} \right|_w = h(T_w(x) - T_0) \quad \dots\dots\dots (7)$$

식(7)을 무차원화 시키면 다음과 같이 된다.

$$q^*(x^*) = \frac{2CR}{1+CR} \left. \frac{dT^*}{dx^*} \right|_w \quad \dots\dots\dots (8)$$

식(7)에서 $k_e = 2k_f k_s / (k_f + k_s)$ 는 등가 열전도계수인데 k_f 를 쓰지 않고 k_e 를 쓴 이유

는 고체와 유체의 열전도계수비가 클 경우 이와 같이 함으로써 물리적으로 타당한 정확한 값을 얻을 수 있기 때문이다 [11]. 식(7)로 부터 국소 Nusselt 수를 식(9)와 같이 정의하고 무차원화 시키면 식(10)과 같다.

$$Nu = \frac{h \cdot b}{k_f} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$Nu^* = \frac{1}{T^*} \cdot q^* \quad \dots\dots\dots (10)$$

유체가 채널을 통과하는 동안 정미열량은 출구와 입구에서의 내부에너지의 차이이므로 식(11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{gain} = \int_{\delta}^{b+\delta} \left[\rho C_p V \cdot T - k_f \frac{\partial T}{\partial y} \right]_{exit} - \left[\rho C_p V \cdot T - k_f \frac{\partial T}{\partial y} \right]_{entry} dx \quad \dots\dots\dots (11)$$

식(11)과 같이 표시한 에너지는 채널을 통과하는 동안 수직판에서 생성된 열량으로 부터 얻은 것이고 이 때 수직판에서 생성된 열량은 식(12)와 같다.

$$Q_{gen} = 2 \cdot \dot{q} \cdot \delta \cdot L \quad \dots\dots\dots (12)$$

식(11)과 (12)를 무차원화 시키면 다음과 같이 된다.

$$Q_{gain}^* = \frac{Q_{gain}}{\dot{q} \cdot b \cdot \delta} = \int_{\delta^*}^{1+\delta^*} \left[\{ Pr \cdot V^* T^* - \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \}_{exit} - \{ Pr \cdot V^* T^* - \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \}_{entry} \right] dx^* \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$Q_{gen}^* = \frac{Q_{gen}}{\dot{q} \cdot b \cdot \delta} = 2 \cdot L^* \quad \dots\dots\dots (14)$$

채널출구에서의 벽면온도와 채널에 유입되는 유체온도와의 차이를 기준으로 Nusselt 수를 다시 정의하여 주면 채널출구에서의 수정된 Nusselt 수는 식(15)와 같이 되고 무차원화 시키면 식(16)과 같다.

$$Nu_L = \left\{ \frac{Q/A}{T_w(L) - T_o} \right\} \cdot \frac{b}{k_f} \dots\dots\dots (15)$$

$$Nu_L^* = \frac{1}{T_w^*(L^*)} \dots\dots\dots (16)$$

식(15)에서 Q 는 판에서 생성된 열량이고 A 는 수직채널의 단면적이다.

2.2 수치해석 방법

수치해석은 하나의 검사체적에 관하여 지배 방정식 [식(1)–식(4)]을 차분화시키는 검사체 적 해석방법 [12]을 사용하여 지배방정식을 차 분화 하였다. 최종 차분화된 방정식은 격차점 P 에 관해 다음과 같이 일반화 할 수 있다.

$$A_p \phi_p = \sum A_{nb} \phi_{nb} + S \dots\dots\dots (17)$$

식(17)에서 ϕ 는 속도 혹은 온도를 나타내고 하차점 nb 는 격차점 P 에 이웃하는 주변의 격 차점을 표시한다. 이 연구에서는 2차원 유동이 라고 가정하였으므로 4개의 이웃하고 있는 점이 있다. 이 차분방정식은 *SIMPLE* (Semi - Implicit Method for Pressure Linked Equations) algorithm[12]에 의하여 해가 구해진다. 격차 점의 배열은 형상에 따라 19×40 에서 21×58 까지 하였으며 고체주위에서는 상대적으로 정밀 한 해를 얻기 위하여 격차점의 배치를 조밀하게 하였다. 해의 수렴은 벽면에서 생성된 열량과 채널을 빠져나간 열량과의 차이가 0.1%이하일 때 수렴으로 간주하였고, 그 후 채널에서의 온도, 속도, 유동함수등을 구하고 벽면에서의 국소 Nusselt와 열유속 및 채널출구에서의 수정된 Nusselt 수를 구하였다.

3. 결과 및 고찰

수치해에서 공기의 Prandtl 수는 상온에서의 값인 0.708로 하였다. 벽면이 가열된 수직채널

에서 부력에 의하여 발생된 공기의 유량은 Aung [4]에 의하여 제시되었는데 무차원 유량을 M^* 라 하면 식(18)과 같이 나타난다.

$$M^* = 0.2887 \times (Pr)^{-\frac{1}{2}} \times (Gr \times L^*)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (18)$$

3.1 돌출부가 없는 경우

돌출부가 없는 경우의 수치계산은 $Gr = 602, 6680$ 및 $12,900$ 과 $L^* = 10, 15, 23.87$ 및 38.38 에 대하여 수행하였고 이 가운데 대표값으로 $L^* = 23.87$ 과 $Gr = 6,680$ (전자부품의 회로기관에서 대표적인 열유속은 $50 W/m^2$ 정도이다)에 대하여 계산한 결과를 여러가지 열전도 계수비에 따라 Fig.2에서 Fig.5까지에 나타내었다.

Fig.2는 채널의 높이방향의 위치변화에 따른 벽면에서 유체로 전달되는 열유속을 나타낸 것이다. 그림에서 보는 것처럼 벽면에서의 열유속은 $CR = 1$ 내지 50일때 채널의 입구 부근과 출구 부근을 제외하고는 일정한 값 1을 나타내고 있는데 이는 CR 의 값이 작을수록 등 열유속 경계조건에 가까워짐을 알 수 있다.

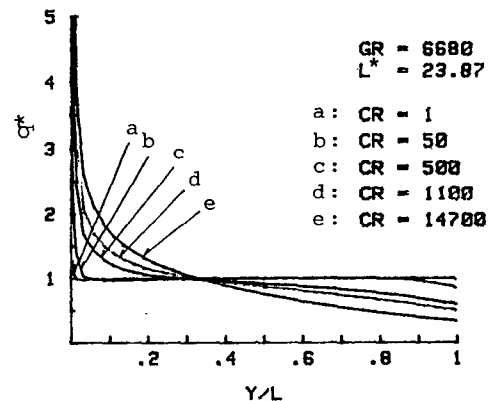


Fig.2 Heat-flux variation through the Plate

Fig. 3은 채널의 높이에 따른 벽면의 온도를 채널 출구의 온도(최고온도) 비로 나타낸 값이다. 그림에서 보면 벽면의 온도는 입구부근을

제외하고는 거의 직선적으로 변하고 이는 Wirtz[6]의 실험결과와 잘 일치하고 있음을 볼 수가 있다. 또한 CR이 14,700일때 (구리의 경우) 벽면에서의 온도는 거의 일정하게 나타나고 있다.

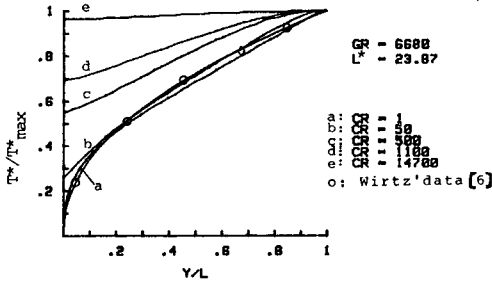


Fig. 3 Dimensionless plate temperature variation compared with data from Ref. [6]

이상에서 살펴본 바와같이 CR이 1 내지 50 일 때는 유체와 고체의 경계면은 등열유속이라는 가정에 포함될 수 있고 CR이 14,700 이상 일 때는 등온조건에 해당되나 나머지 경우들은 어느쪽에도 포함시키기 어려운 상태에 있음을 알 수 있다. 이에 대한 물리적 원인을 살펴보면 판에서 생성된 열이 확산되는 과정에서 CR이 1 내지 50 일 경우는 판의 전도열저항이 유체로의 대류열저항 보다는 열저항이 작은 유체쪽으로 열 전달이 더 잘 이루어지므로 열생성이 균일한 경우 유체에 접한 벽면은 균일한 열유속인 경우와 비슷하여진다. 그러나 14,700 이상일 때는 전도 열저항이 대류열저항보다 대단히 작게 되어 생성된 열은 상대적으로 열저항이 큰 유체로의 열 전달보다 열저항이 작은 고체 내부로 열이 확산되어 벽면 전체에 걸쳐서 균일한 온도를 갖게되며 그 사이에 있는 CR값에 대해서는 전도와 대류열저항의 상관관계에 따른 경계조건형태가 나타난다.

Fig. 4 Fig. 5는 채널의 높이에 따른 벽면의 온도와 유체의 온도를 나타낸 그림이다. 그

림에서 유체의 온도는 모두 0에서 출발하고 있는데 반해 벽면의 온도는 어느 임의의 값으로부터 출발함을 볼 수 있다.

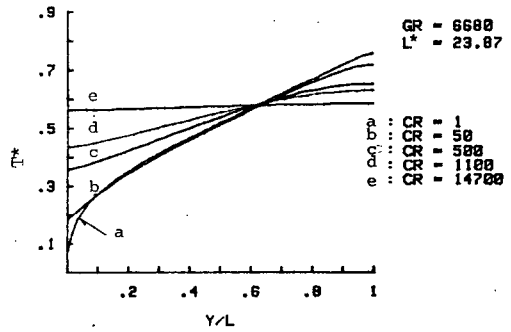


Fig.4 Plate temperature variation

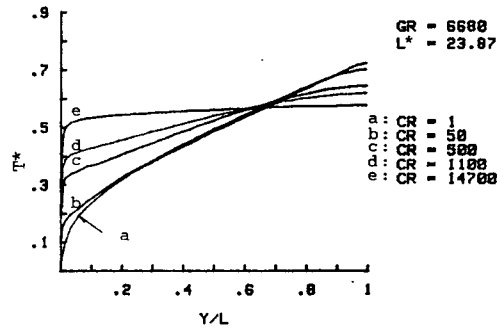


Fig.5 Fluid temperature variation in the vicinity of plate

Fig.6은 이 연구에서 사용한 수치해법의 유효성을 검사하기 위하여 채널의 출구에서 CR=1 일 때 채널 Rayleigh 수, Ra'에 대한 Nusselt 수를 Wirtz [6]의 실험결과와 비교하여 나타낸 그림인데 실험데이터는 대체로 잘 일치하고 있으나 부분적으로는 이 연구에서 구한 값보다 약간 높게 나타나고 있는데 실험에 사용된 판이 CR=6.5 (k=0.17 W/m°C)이고, 또한 수치 해석에서 판의 끝부분이 단열되었다고 가정하였기 때문에 약간의 차이가 생겼다고 판단된다.

등열유속이나 등온의 경계조건에 대하여 각각의 Rayleigh 수에 대한 정의가 다르므로 CR의

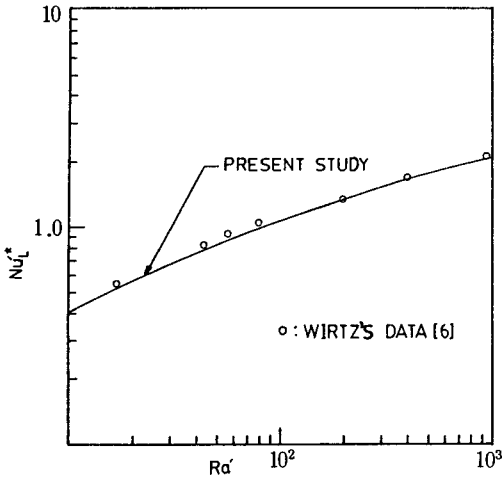


Fig. 6 Comparison of predicted Nusselt number at channel exit with Wirtz's measured data [6]

다른 범위에 대한 Nusselt 수를 비교하기 위하여 유입온도차를 기준으로 한 채널 출구에서의 Rayleigh 수를 식(19)와 같이 다시 정의한 후 Nusselt 수 대 Rayleigh 수를 나타내 보면 Fig. 7 과 같다.

$$Ra_T = \frac{g\beta(T_w(L) - T_c)b^3}{\nu^2} \cdot \frac{b}{L} \cdot Pr = Ra_c' \cdot T_w^*(L^*) \dots\dots\dots (19)$$

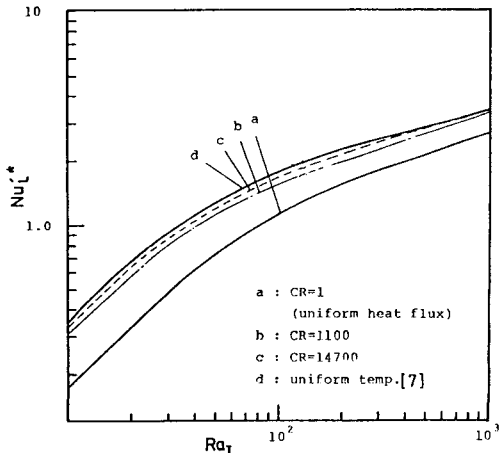


Fig. 7 Channel exit Nusselt number variation as function of channel Rayleigh number for various conductivity ratios

Fig. 7에서 등온경계조건때의 Nusselt 수는 CR이 14,700일 때 보다 높게 나타나 있는데 그 이유는 CR이 14,700일 때에도 판의 온도가 완전히 균일하게 되지 않으며 또한 앞에서와 같이 판 끝의 단열에 의한 온도상승 때문이라 생각된다. CR값이 감소함에 따라 Nusselt 수도 감소하다가 등열유속의 경우 (CR = 1 근방) 최소가 되고 실제 경우의 Nusselt 수는 두 극단적인 경우인 등온때와 등열유속때의 Nusselt 수의 사이에 존재하게 되며 두 극단적인 경우의 Nusselt 수의 변화량은 20 내지 50 %정도가 된다.

Fig. 8에는 CR 값의 변화에 따른 채널에서의 무차원 등온선분포를 나타내었다. 이 그림에서 형축은 등온선분포를 자세히 나타내기 위하여 3 배로 확대하였고 그림의 제목에 나타낸 각 등온선에 대한 숫자는 무차원온도, T^* 이다. 그림을 보

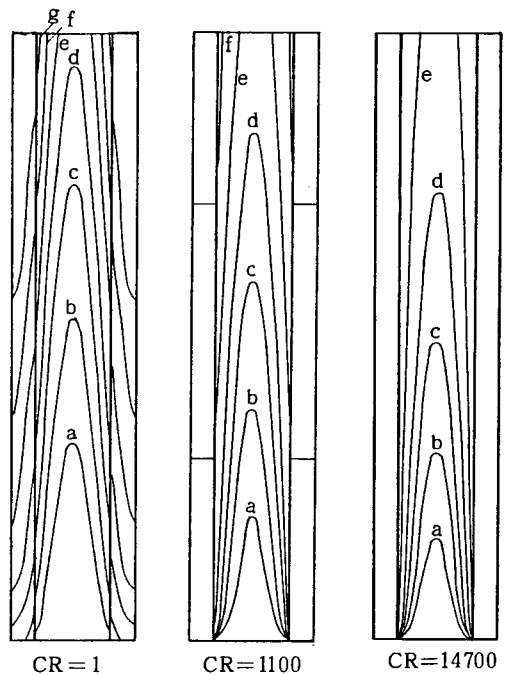


Fig. 8 Effect of conductivity ratio on the temperature distribution at $Gr = 6680$ and $L^* = 23.87$ ($a = 0.1, b = 0.2, c = 0.3, d = 0.4, e = 0.5, f = 0.6$)

면 등온선분포는 $CR = 1$ 인 경우 등온선은 벽면을 따라 등간격으로 나타나 있고 온도구배가 벽면 전체에서 일정함을 알 수 있다. 그러나 CR 값이 1,100 일 때에는 대부분의 등온선이 입구에서 출발하고 있고 등온선의 수도 줄어들었으며 판내부에서는 거의 등온화가 이루어 졌음을 알 수 있다. 또한 CR 값이 14,700 인 경우에는 등온선이 모두 입구부근에서 출발하고 온도구배 역시 입구부근에서는 급격함을 볼 수 있다. 그리고 판의 내부에서는 더욱 등온화가 이루어져서 등온선이 나타나지 않으며 CR 값이 1,100 일 때 보다 등온선의 수가 적음을 알 수 있다. 따라서 판의 온도는 균일하게 되는 경향이 크며 생성된 열은 더욱더 많이 유체로 방출됨을 알 수 있다.

3.2 돌출부가 있는 경우

돌출부가 존재하는 경우는 일반적으로 전자제품에 사용되는 silicon의 열전도계수비가 대략

1,100 정도이기 때문에 $CR = 1,100$ 인 경우에 대하여서만 고찰하였다.

Fig.9는 돌출부가 존재하는 채널의 좌·우벽면의 온도를 나타낸 것이다. 돌출물의 길이 PB 가 증가함에 따라 돌출부가 없는 우벽면쪽은 오히려 온도가 감소함을 볼 수 있다.

Fig.10은 채널의 좌·우벽면에서의 열유속을 나타낸 그림이다. 좌벽면과 우벽면에서의 열유속의 차이를 비교하기 위하여 Fig.10에서 $PB = 0.4$ 인 경우의 좌벽면 및 우벽면에서의 열유속을 동일 그래프상에 나타내보면 Fig.11과 같다. 돌출부가 있는쪽(좌벽면)은 돌출부가 없는쪽(우벽면) 보다 돌출부부근에서 열유속이 훨씬 적게 나타나고 있음을 볼 수가 있다. 이러한 현상의 물리적 원인을 살펴보면 돌출부가 있는 쪽은 돌출부 부근에서 유동의 정체로 인한 대류저항이 점차 커져서 판의 온도가 올라가고 있는 반면 반대쪽은 벽면근처의 유체속도가 증가하여 대류저항이 감소하기 때문이다.

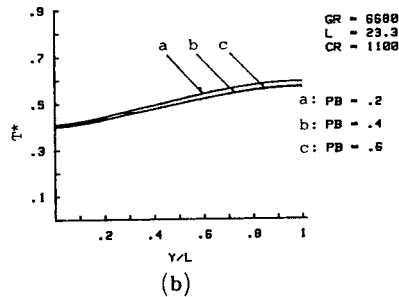
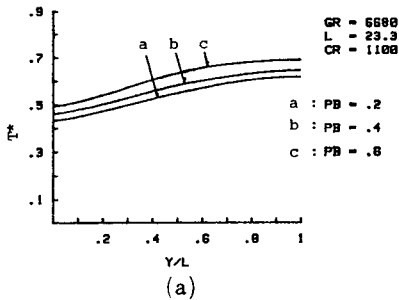


Fig.9 Plate temperature along the channel
 (a) left wall with protrusion resistance
 (b) right wall without protrusion resistance

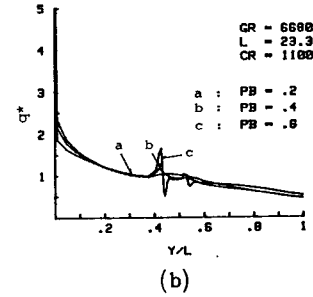
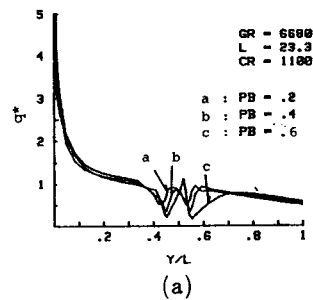


Fig.10 Heat flux variation along the plate
 (a) left wall with protrusion resistance
 (b) right wall without protrusion resistance

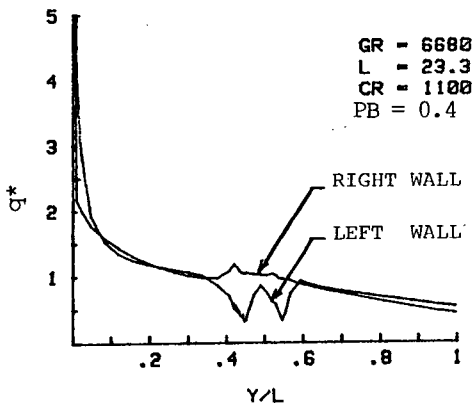


Fig.11 Comparison of heat fluxes between left and right surfaces

Fig.12는 돌출부의 길이의 변화에 따른 채널에서의 무차원 등온선분포를 나타낸 그림인데 그림의 제목에 나타난 각 등온선에 대한 숫자는 Fig.8에서와 같이 무차원온도, T 이다. 이 그림을 돌출부가 없는 경우인 Fig.8과 비교하여 본 결과 돌출부근방에서 유체의 온도상승이 심하여 졌음을 알 수 있다. 이와같은 온도변화의 영향은 돌출부 길이의 약 3 내지 4배의 구역까지 미치고 있음을 볼 수 있고, 따라서 열에 민감한 chip 들을 배열하는 경우 돌출부근방은 가급적 피하는 것이 바람직하다고 할 수 있다.

4. 결 론

유한한 두께와 열원이 있는 벽으로 이루어진 수직채널에서의 자연대류 열전달에 관하여 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 양쪽벽의 두께와 열원을 고려하여 다루는 수직채널에서는 경계조건을 등온이나 등열유속으로 취급할 수 없고 유체의 열전도계수에 대한 벽의 열전도계수의 비를 매개변수로 취급해 주어야 한다.

(2) 돌출부가 없는 매끈한 수직벽면사이의 자연대류 열전달에서 유체의 열전도계수에 대한 벽의 열전도계수의 비가 약 50 이하에서는 등열유속 경계조건을 사용할 수 있고 약 15,000 이상에서는 등온경계조건을 사용할 수 있으며 50과 15,000 사이에서는 열전도계수비의 값을 고려하여 해석하여야 한다. 이때 등온경계조건에서의 채널출구에서의 Nusselt 수는 등열유속 경계조건 때의 값보다 20 내지 50% 정도 높다.

(3) 열전도계수비가 1100 이고 한쪽벽에서는 두개의 돌출부가 있고 다른쪽벽은 매끈한 면으로 수직채널이 구성된 경우 돌출부가 있는 벽에서는 돌출부가 길수록 판의 온도가 상승하나 매끈한 벽에서는 오히려 감소하며 유체의 온도는

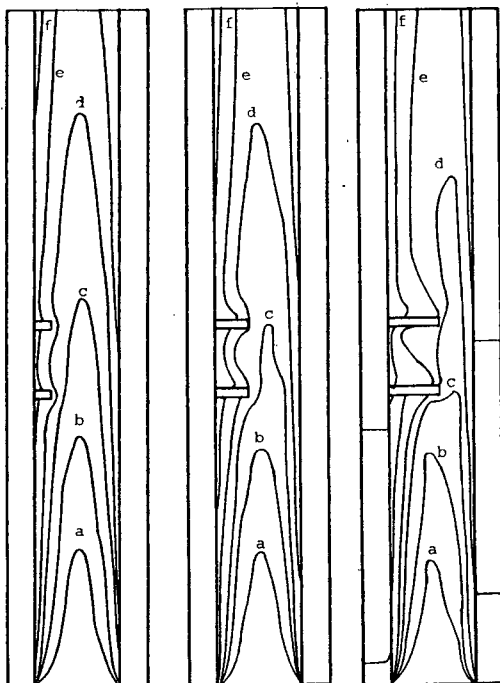


Fig.12 Effect of protrusion resistance on the temperature distribution at $Gr = 6680$, $CR = 1100$ and $L^* = 23.3$
 $(a = 0.1, b = 0.2, c = 0.3,$
 $d = 0.4, e = 0.5, f = 0.6)$

돌출부 길이의 3 내지 4 배까지의 구역에서 영향을 받는다.

참 고 문 헌

1. W. Elenbaas, "Heat Dissipation of Parallel Plates by Free Convection," *Physica*, Vol. 9, No. 1, 1942.
2. J.R. Bodoia and J.F. Osterle "The Development of Free Convection between Heated Vertical Plates," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 84, 1962, pp. 40-44.
3. W. Aung, L.S. Fletcher and V. Sernas, "Developing Laminar Natural Free Convection between Vertical Flat Plates with Asymmetric Heating," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 2293-2308, 1972.
4. W. Aung, "Fully Developed Laminar Free Convection between Vertical Plates Heated Asymmetrically," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 1577-1580, 1972.
5. W. Aung, T.J. Kessler and K.I. Beitin, "Free Convection Cooling of Electronic Systems," *IEEE Trans. on Parts, Hybrids, and Packing*, Vol. PHP-9, No. 2, pp. 75-86, 1973.
6. R.A. Wirtz and R.J. Stutzman, "Experiments on Free Convection between Vertical Plates with Symmetric Heating," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 104, pp. 501-507, 1982.
7. A. Bar-Cohen and W.M. Rohsenow "Thermally Optimum Spacing of Vertical Natural Convection Cooled, Parallel Plates," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 106, 1984
8. A.E. Zinnes, "The Coupling of Conduction with Laminar Natural Convection from a Vertical Flat Plate with Arbitrary Surface Heating," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 93, pp. 528-533, 1970.
9. L.B. Gdalevich, E.F. Nogotov and V.E. Fertman, "Effect of Side Walls on Heat Transfer through a Vertical Air Layer in Laminar Natural Convection," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 1601-1606, 1979.
10. A. Brosh, D. Degani, S. Zalmanovich, "Conjugated Heat Transfer in a Laminar Boundary Layer with Heat Source at the Wall," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 104, pp. 90-95, 1982
11. W. Aung and R. O'Regan, "A Unitized and Portable Holographic Interferometer," Presented at the ASME/AIChE Nat. Heat Transfer Conf. Denver, Colo. August, 1972, ASME Paper, 72-HT-10
12. S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, Chap. 4-6, 1980