

[논문] 태양에너지  
*Solar Energy*  
Vol. 18, No. 4, 1998

## 수직평판에 부착된 불연속 열원에 의한 자연대류에서 열원간의 열적 상호간섭에 관한 연구

박홍수\*, 추홍록\*\*, 유갑종\*\*\*

\* 경북대학교 대학원

\*\* 대구보건대학 산업안전과

\*\*\* 경북대학교 기계공학부

## Effects of Thermal Interaction on Natural Convection From Discrete Heat Sources Mounted on a Vertical Plate

H. S. Park\*, H. L. Choo\*\*, K. J. Riu\*\*\*

\* *Kyung-Pook National University Graduate*

\*\* *Taegu Health coll*

\*\*\* *Dept. of Mechanical Engineering, Kyung-Pook National University*

### ABSTRACT

The natural convection heat transfer in a vertical plate with discrete heat sources was studied experimentally. The particular interest was the thermal interaction of the heat sources. In this study, the radiative and conductive heat transfer were considered as heat loss, Thus, the net convective heat transfer rate was presented as adiabatic temperature and thermal wake function. As a results, for non-uniform heating condition, heat input ratio( $q_1/q_2$ ) was most dominant parameter for the thermal wake function. The convective heat transfer rate is decreased with the increasing of channel ratio. For the range of  $7.50 \times 10^5 < Ra_c < 8.66 \times 10^6$ , a useful correlation was proposed as a function of channel Rayleigh number.

## 기 호 설 명

- $A_h$  : 발열체의 표면적 [ $m^2$ ]
- $d$  : 발열체의 두께 [m]
- $g$  : 중력가속도 [ $m/s^2$ ]
- Gr : Grashof수
- $H$  : 채널 높이 [m]
- $\bar{h}$  : 평균 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]
- $K_f$  : 공기의 열전도율 [ $W/mK$ ]
- $L$  : 발열체의 길이 [m]
- $\overline{Nu}$  : 평균 Nusselt수
- Pr : Prandtl수 ( $Pr = \nu/\alpha$ )
- $Q_t$  : 발열체에 공급되는 총 발열량, W
- $Q_L$  : 전도 열 손실량, W
- $q_c$  : 대류 열유속,  $W/m^2$
- Ra : Rayleigh수
- $Ra_c$  : 채널 Rayleigh수
- $T_f$  : 막온도,  $^{\circ}C$
- $W$  : 채널 간격, m
- $x, y$  : 좌표, m
- $x/L$  : 유동방향의 무차원 좌표
- $\theta$  : 무차원 온도
- $\varphi$  : 열후류 함수

## 상 첨 자

- : 평균값

## 하 첨 자

- h : 발열체
- 1 : 하류 발열체
- 2 : 상류 발열체
- $\infty$  : 주위공기

## 1. 서 론

최근 전자산업에 있어서의 혁신적인 기술개발로 인해 전자장비의 소형화 및 전자부품의 고밀도화에 따른 결과로서 첨단 전자장비에 사용되고 있는 전자부품의 발열밀도가 기하급수적으로 증가하고 있다. 전자부품의 발열밀도 증가는 전자부품의 수명시간 연장뿐만 아니라 신뢰성에 직접적인 영향을 미치기 때문에 전자부품의 설계, 개발에 있어서 필수적으로 해결하여야 할 사항이다. 특히, 태양의 복사에너지를 열원으로 하는 인공위성체의 각종 콤포넌트인 경우 위성체 공전주기동안의 온도변화가 매우 크다. 따라서 정해진 궤도환경에서 각종 콤포넌트들이 작동허용 온도내에서 동작되도록 유지시키기 위해서는 최적의 냉각기술이 요구된다.

전자부품의 냉각방식중 자연대류 냉각방식은 저가격, 전자파로부터의 안정성, 수리 및 유지보수의 용이성 등으로 인하여 항공우주, 전자통신기기, 군사용 전자기기, 의료용 전자기기 등에서 많이 이용되고 있다.

2차원 채널에서의 자연대류 냉각에 대한 연구로서 Gebhart 등<sup>[1]</sup>은 두 개의 열원에서 열원간의 간격에 대한 plume의 상호간섭을 실험적으로 연구하였다. Jaluria 등<sup>[2]</sup>은 수직평판에서 열원간격에 대한 plume의 상호간섭을 수치해석적으로 연구하였다. Bar-cohen 등<sup>[3]</sup>은 등온 및 균일 열유속 채널에서의 채널간격비가 고려된 수정 Rayleigh수와 Nusselt수와의 상관식을 구하였다. 최용문 등<sup>[4]</sup>은 돌출형태의 열원을 가진 채널내에서 발열량과 채널간격을 변화시켜 자연대류 열전달특성을 조사하여 최적의 채널간격비를 제시하였다. Tewari 등<sup>[5]</sup>은 두께가 무시된 2개의 균일 열유속 열원으로부터의 열전달특성을 실험적으로 연구하였다. Chadwick 등<sup>[6]</sup>은 단일 및 2개의 열원이 부착된 밀폐공간에서 열원의 위치에 따른 자연대류특성을 실험 및 수치해석적으로 고찰하

였다.

일반적으로 전자장비에 설치된 기관에서 발생하는 대부분의 열전달은 수직평판에서 발생하기 때문에 수직평판에 상하로 부착된 열원으로부터의 자연대류 유동 및 열전달특성을 구명하여 부품의 냉각성능을 향상시키기 위한 방안을 제시하기 위한 연구가 필요절실하다. 특히, 2개 이상의 전자부품을 수직평판에 상하로 부착할 경우 상부에 배치된 열원의 냉각특성은 하부에 위치한 열원에 의해 형성된 열경계층의 영향을 크게 받게 된다. 즉, 열원간의 열적상호간섭(thermal interaction)으로 인하여 후류(downstream)에 있어서의 열전달특성이 매우 복잡하게 된다. 이러한 열적상호간섭은 발열량, 평판간격 등에 따라 그 효과가 매우 달라질수 있으나 아직 이에 대한 구체적인 연구가 미흡하다.

따라서 본 연구에서는 수직 평판에 부착된 불연속 열원으로부터 열적상호간섭에 관한 자연대류 열전달특성을 실험적으로 조사하였다.

## 2. 실험

### 2.1 실험장치

Fig. 1은 불연속 열원이 부착되어 있는 수직 채널의 상세도이다. 양쪽 수직벽면의 재질은 에폭시 레진(epoxy resin)이다. Fig. 1(a)에서 h1은 상부열원, h2는 하부열원이다. 채널을 구성하는 수직벽면의 기하학적 크기는 높이 228mm, 폭 160mm, 두께 5mm이다.

열원의 크기는 일반적인 발열칩의 크기를 2차원적으로 모사하여 폭 160mm, 길이 12mm, 두께 12mm로 하였다. 열원의 제작은 표면에서의 균일 열유속을 얻기위해 12×12mm<sup>2</sup>의 동을 두께 1mm가 되도록 자리면을 가공한 다음, 두께 0.5mm, 저항 22.2Ω의 서모포일 가열기를 자리면에 고열전도성 본드로 접착하였다. 본 실험에서는

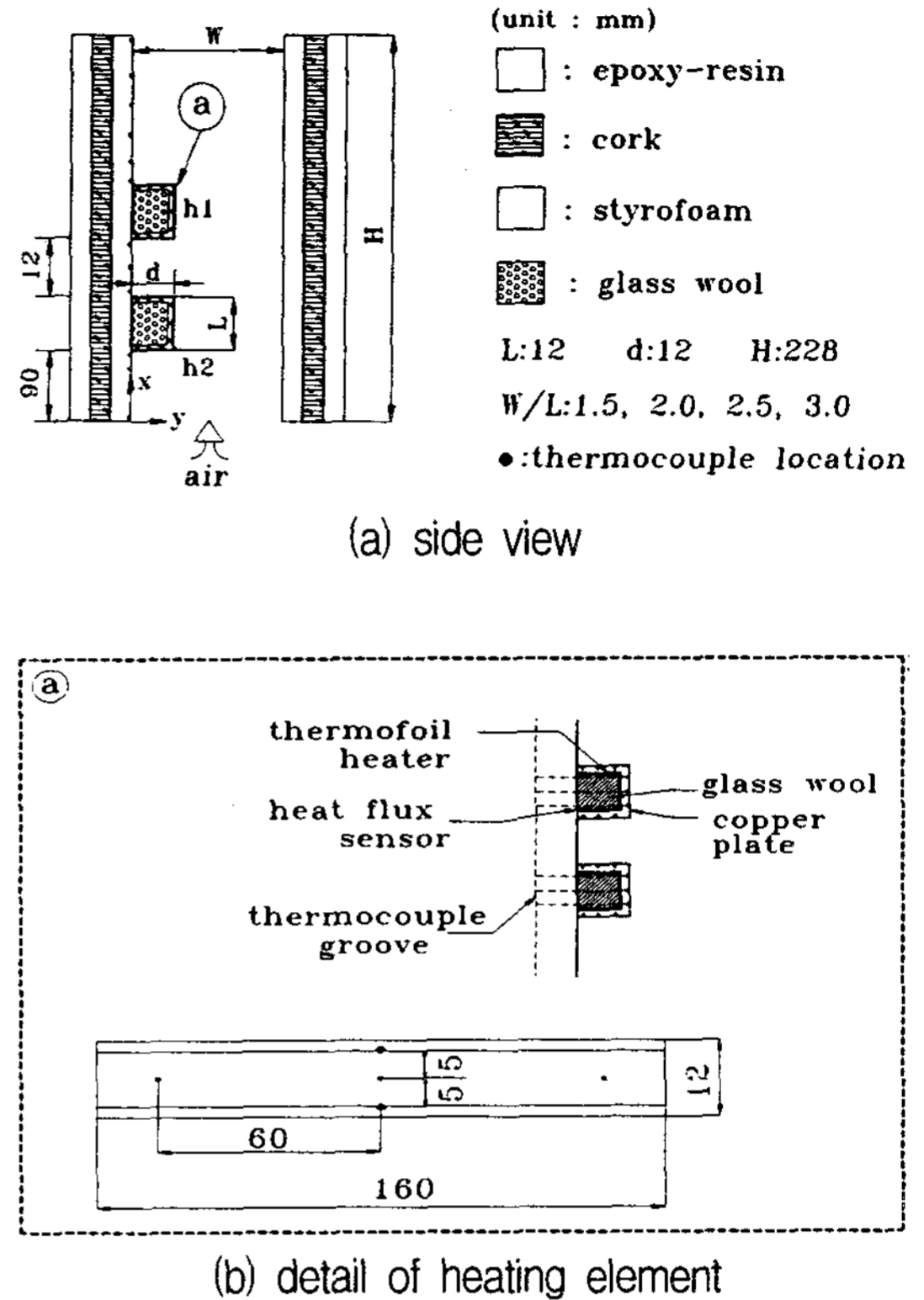


Fig. 1. Geometries of vertical channel, heat source and thermocouple location

기관의 표면거칠기에 따른 효과를 무시하였다.<sup>[4]</sup>

열원 표면에서의 온도를 측정하기 위하여 전면 에 5mm 간격으로 3개, 상·하면에 각각 3개로 총 9개의 T형 열전대를 부착하였다. 또한 2차원 유동을 보장하고 채널간격을 조절할 수 있도록 채널의 양옆에 투명 아크릴(t=3mm)을 부착하였다. 또한 수직벽면 온도를 측정하기 위하여 총 18개의 열전대를 수직방향으로 부착하였다.

### 2.2 실험범위

주위의 유체는 상온의 공기를 사용하였다. 열원 표면에서의 온도변화가 ±0.2(°C/hr)이내 일 때를 정상상태에 도달하는 기준으로 정하였다. 채널간격비(W/L)는 발열체의 길이에 대한 채널간격의 비로서 범위는 1.5, 2.0, 2.5, 3.0 ∞로 각각

변화시켰다. 수직평판내의 온도장은 Mach-Zehnder 간섭계를 이용하여 가시화 하였다. Table 1은 본 실험에서 수행한 실험조건을 나타낸다.

### 2.3 데이터의 계산

주위유체로 사용된 공기의 물성치는 식 (1)로 표현되는 막온도(film temperature)에서의 값들을 사용하였다.

$$T_f = \frac{(\overline{T_h} + \overline{T_\infty})}{2} \quad (1)$$

여기서  $\overline{T_h}$ 은 열원에 부착된 9개의 열전대의 평균온도 값이고,  $\overline{T_\infty}$ 는 채널내로 유입되는 주위공기의 평균온도 값이다. 주위공기의 물성치들은 Gebhart<sup>[7]</sup> 등의 자료에서 주어진 데이터를 이용하였다. 열원에서 주위공기로 전달되는 정미 대류열전달량은 에너지 평형방정식인 식 (2)로 계산하였다.

$$Q_c = Q_t - Q_L - Q_r \quad (2)$$

여기서  $Q_c$ 는 정미 대류열전달량,  $Q_t$ 는 열원에 공급되는 총 열량,  $Q_L$ 는 열원으로부터 수직벽면으로의 전도열전달량,  $Q_r$ 는 열원 표면으로부터 주위로의 복사열전달량을 나타낸다.

열원 표면으로부터 복사에 의한 열전달량  $Q_r$ 은 식 (3)으로 계산하였다

$$Q_r = \sigma \epsilon A_h (\overline{T_h}^4 - \overline{T_\infty}^4) \quad (3)$$

여기서 동의 방사율( $\epsilon$ )은 0.05로 하였고,  $A_h$ 는 열원의 표면적으로  $0.00576 \text{ m}^2$ 이다.

본 연구에서 복사 열전달량은 전체 공급된 열

Table 1. Variables in experimental conditions

variable	condition
Thermal conductivity	0.6 W/mK
Channel ratio(W/L)	1.5 ~ 3.0, $\infty$
Heat flux	100 ~ 1000 W/m <sup>2</sup>
Rayleigh number	$4.77 \times 10^5 \sim 3.01 \times 10^6$
Channel Rayleigh Number	$7.16 \times 10^5 \sim 9.03 \times 10^6$

량에 따라 발열량의 4.7~1.2% 정도로 매우 미소하게 나타났다. 식 (2)에서 계산된 대류열전달량을 이용하여 식 (4)로 열전달계수를 계산하였다.

$$h = \frac{q_c}{\overline{T_h} - \overline{T_\infty}} \quad (4)$$

Grashof수, Rayleigh수, 채널 Rayleigh수는 각각 식(5), (6) 및 (7)로 계산하였다.

$$Gr = \frac{g \beta q_c [L+2d]^4}{K_f \nu^2} \quad (5)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (6)$$

$$Ra_c = Ra (W/L) \quad (7)$$

식 (5)에서 정의된  $[L+2d]$ 는 특성길이로서 열원높이(L)와 상하단두께(2d)의 길이를 합한 것이다. Nusselt수는 식 (8)로 계산하였다.

$$Nu = \frac{\overline{h} [L+2d]}{K_f} \quad (8)$$

무차원 온도와 열후류 함수는 식 (9) 및 (10)으로 정의하였다.

$$\theta = \frac{(T - \overline{T_\infty})}{\alpha^2 / g\beta [L + 2d]^3} \quad (9)$$

$$\varphi = \frac{\overline{T_{h,1}} - T_\infty}{\overline{T_{h,2}} - T_\infty} \quad (10)$$

열후류함수( $\varphi$ )는 상류에 있는 열원 h2에 의한 하류에 있는 열원 h1의 온도상승을 일반화한 것이다. 무차원 좌표  $x/L$ 는 열원 h2의 하단부를 기준으로 하여 나타내었다. 그 범위는  $-7.5 \sim 11.5$ 까지이다.

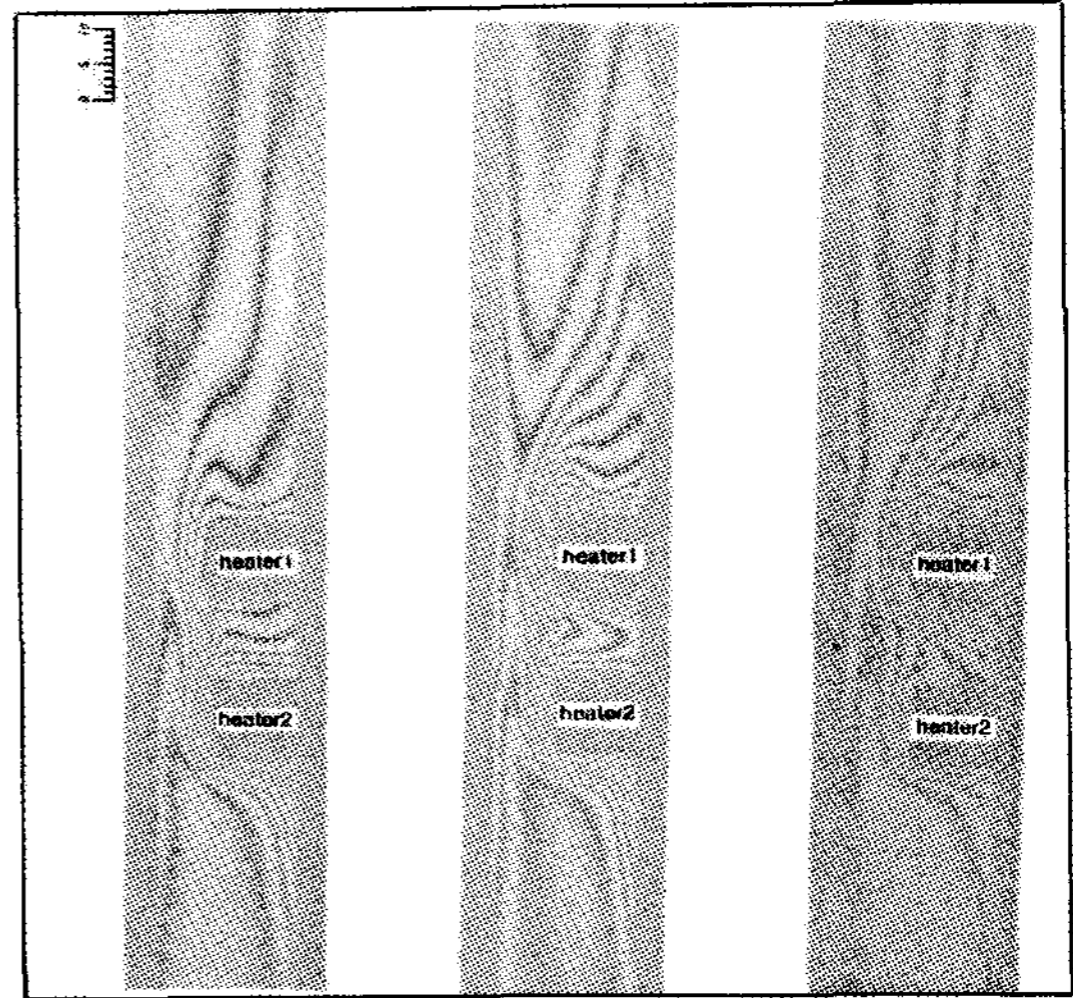
본 실험에서 측정된 온도의 정확도는  $0.1^\circ\text{C}$ , 발열체에 가해지는 전압의 불확실도는 1%, 저항의 경우 0.06%, 길이의 측정에 대해서는 0.25mm 정도로 나타났다. 상기와 같이 기본적으로 측정된 파라미터들의 불확실도로부터 계산된 Nusselt수 및 Rayleigh수의 불확실도는 3.48% 및 3.55% 정도이다.<sup>[8,9]</sup>

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 온도장 분포

Fig. 2는  $W/L=1.5$ ,  $q_1/q_2=0.1, 1, 10$ 일 때 온도장을 Mach-Zehnder 간섭계로 가시화한 사진이다.

열원 h2에 고발열량을 공급한 경우가 열원h1에 고발열량을 공급한 경우보다 상대 열원과 주위 유체와의 온도차가 커져서 프린지수가 증가하고, 벽면부근에서의 프린지 간격이 더욱 조밀하게 나타난다. 또한 열원과 열원사이에 나타나는 등온선은 열원 전면에 있어서의 등온선보다 그 간격이 넓고 등온선수가 적다.



(a)  $q_1/q_2 = 0.1$  (b)  $q_1/q_2 = 1$  (c)  $q_1/q_2 = 10$

Fig. 2. An infinite Interferograms for various non-uniform heating conditions at  $W/L=1.5$

이는 상류에서 발생한 유동이 열원 h2를 지나면서 단면의 확대로 재순환 영역을 형성하여 열원사이의 공간에서 유동의 혼합이 활발해지기 때문으로 사료된다.

#### 3.2 기준온도에 따른 열전달특성

Fig. 3은  $q_t=1000 \text{ W/m}^2$ 일 때 열원 표면을 따라 설정된 무차원 거리에 대한 열원 표면온도 및 단열온도를 나타낸 그림이다.

Fig. 3(a)에서 채널간격이 증가함에 따라 열원의 표면온도는 증가하고 있으며, 특히 상대벽면이 없는 경우가 최대온도를 나타내고 있다. 또한 열원 h2에 비하여 열원 h1의 표면온도가 최대  $14^\circ\text{C}$  더 높게 나타나고 있다.

Fig. 3(b)에서 열원 h1보다 열원 h2의 온도가 더 높게 나타나고 있으며, 최소의 단열온도는 열원 h1 전면부 선단 (F)부근에서 나타나고 있다. 이는 열원 h2가 채널하부로부터 유입되는 저온의 외기에 노출되어 상대적으로 대류 열전달이 활발

하기 때문으로 사료된다.

Fig. 4는 공급열량에 따른 열후류 함수를 채널 간격비에 따라 나타낸 그림이다.

채널간격( $W/L$ ) 2.0까지는 열후류 함수가 급격

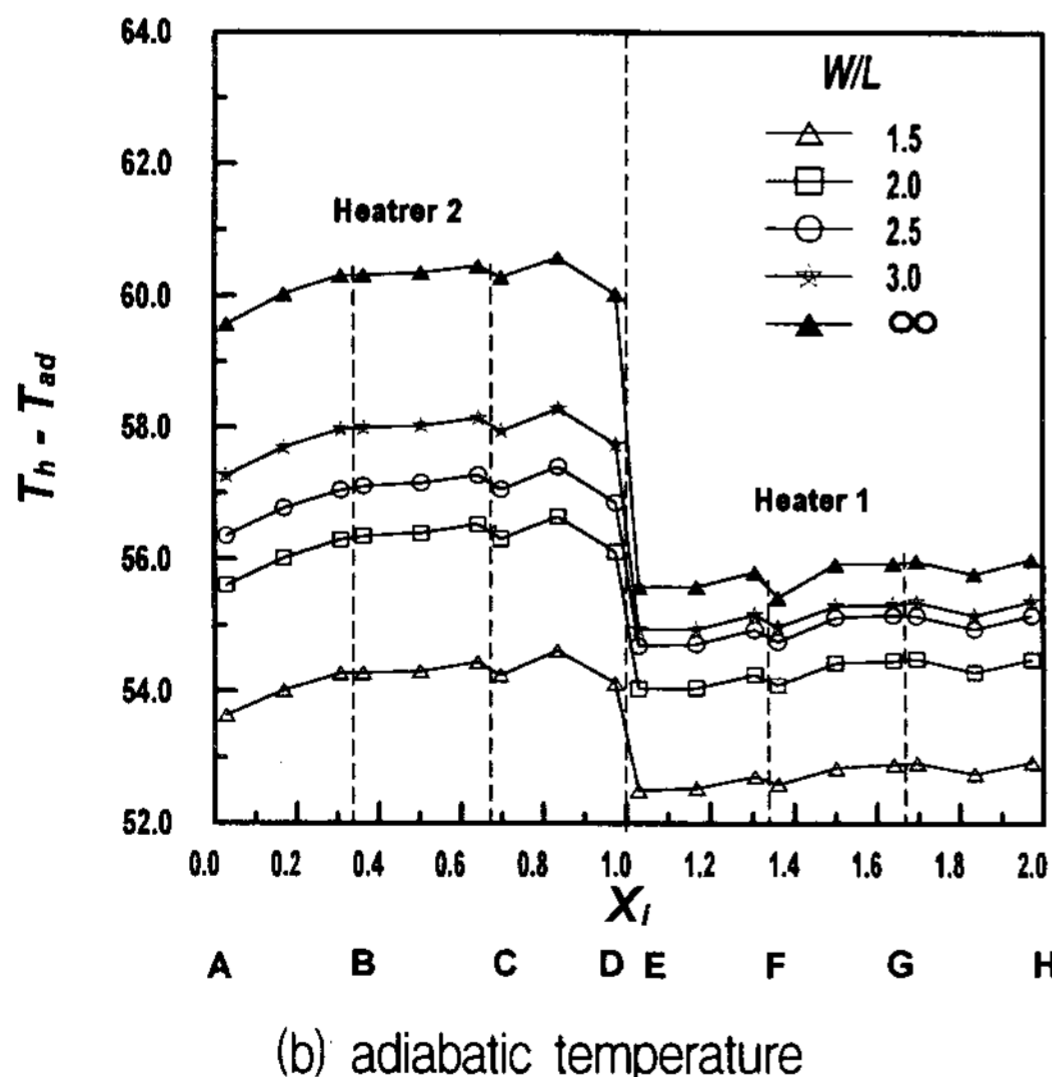
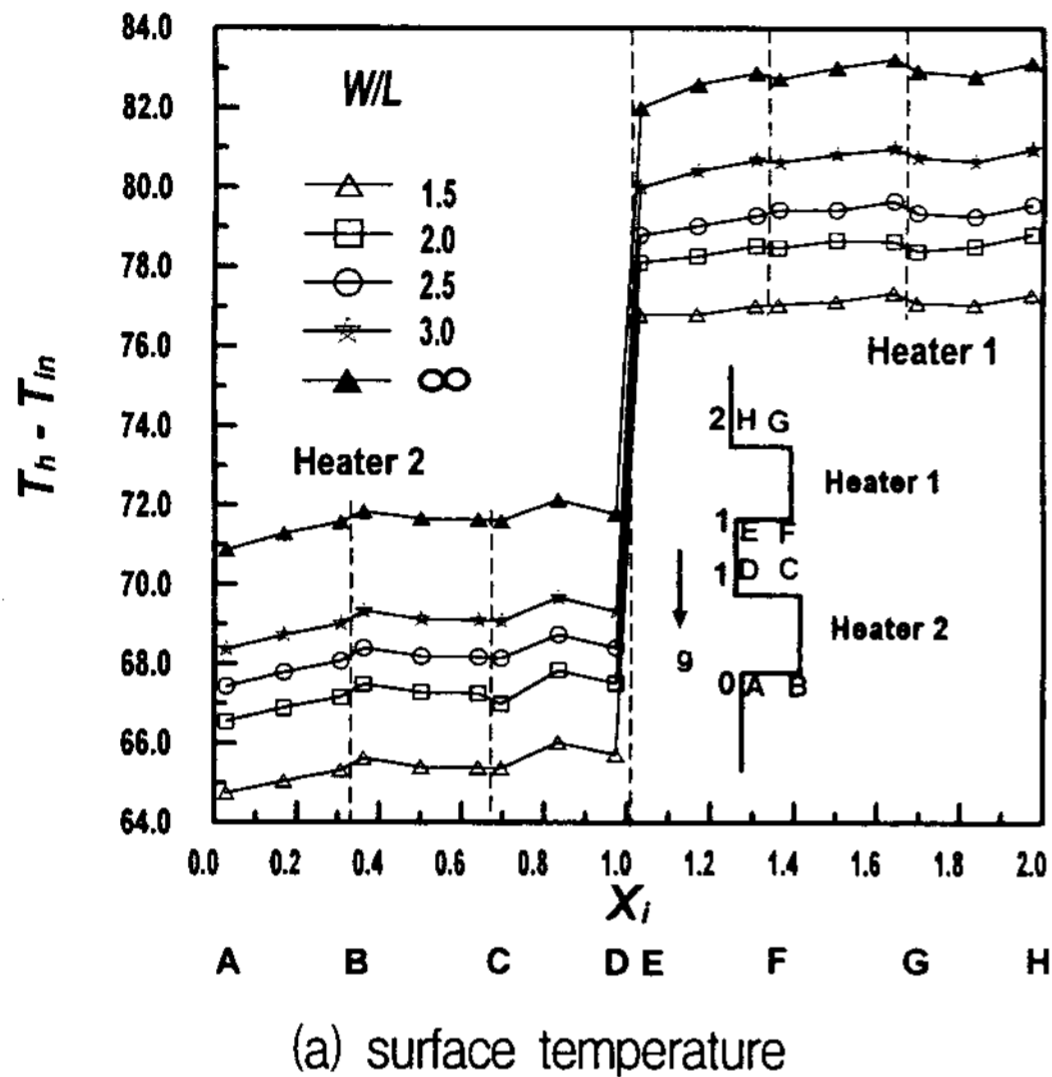


Fig. 3. The variation of local surface and adiabatic temperature along the plate surface for different channel ratio at  $q_f=1000 \text{ W/m}^2$

히 감소하고, 채널간격이 2.0이상에서는 열후류 함수의 감소가 미미하게 나타난다. 이는 채널간격이 좁을 경우 열원 h2에서 발생한 wall plume은 상대벽면의 제약으로 관성유입(entrainment)이 억제되어 상대적으로 고온의 공기가 열원 h1에 접촉되지만, 열원 h1에 의한 추가적인 열량이 유동의 속도증가에 충분하지 못하기 때문에 나타난 결과로 생각된다.

공급열량이 증가함에 따라 열후류 함수가 증가하고 있으나, 공급열량이  $300 \text{ W/m}^2$  일 때 최소값을 나타내고 있다. 이는 본 실험범위에서 열원 h2가 열원 h1에 미치는 영향을 최소화 할 수 있는 최적값이다.

채널간격이 작을 경우 상대적으로 채널하부로 부터 유입되는 차가운 공기는 열원 h2에 더 큰 영향을 준다. 따라서 채널간격에 따른 최대온도는 열원 h2에 의해 결정되므로 채널간격에 따른 영향은 열원 h1보다 열원 h2에 더욱 크게 나타난다.

### 3.3 비균일 발열조건에 따른 영향

Fig. 5는  $W/L=1.5$ 일 때 비균일 발열조건에 따른 열후류 함수의 변화를 나타낸 그림이다.

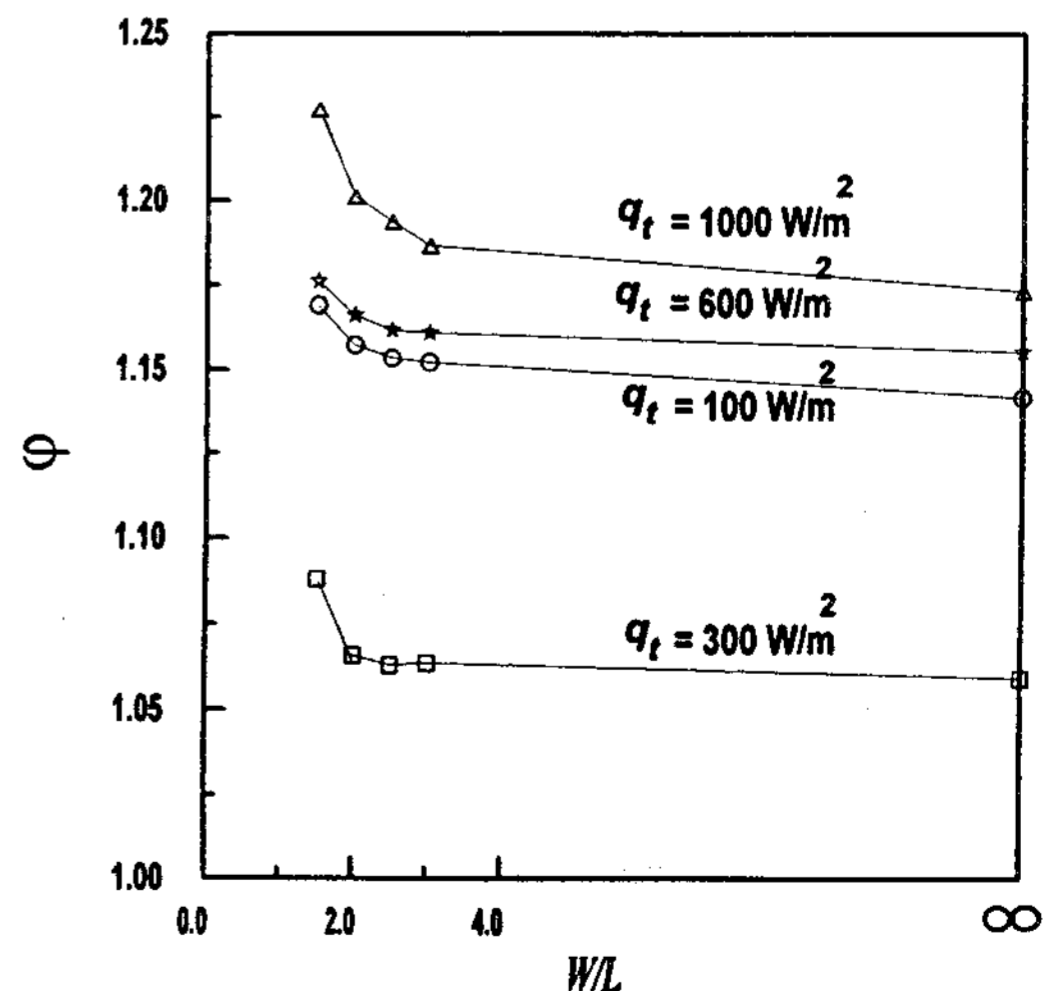


Fig. 4. Thermal wake function with the channel ratio for different heat inputs

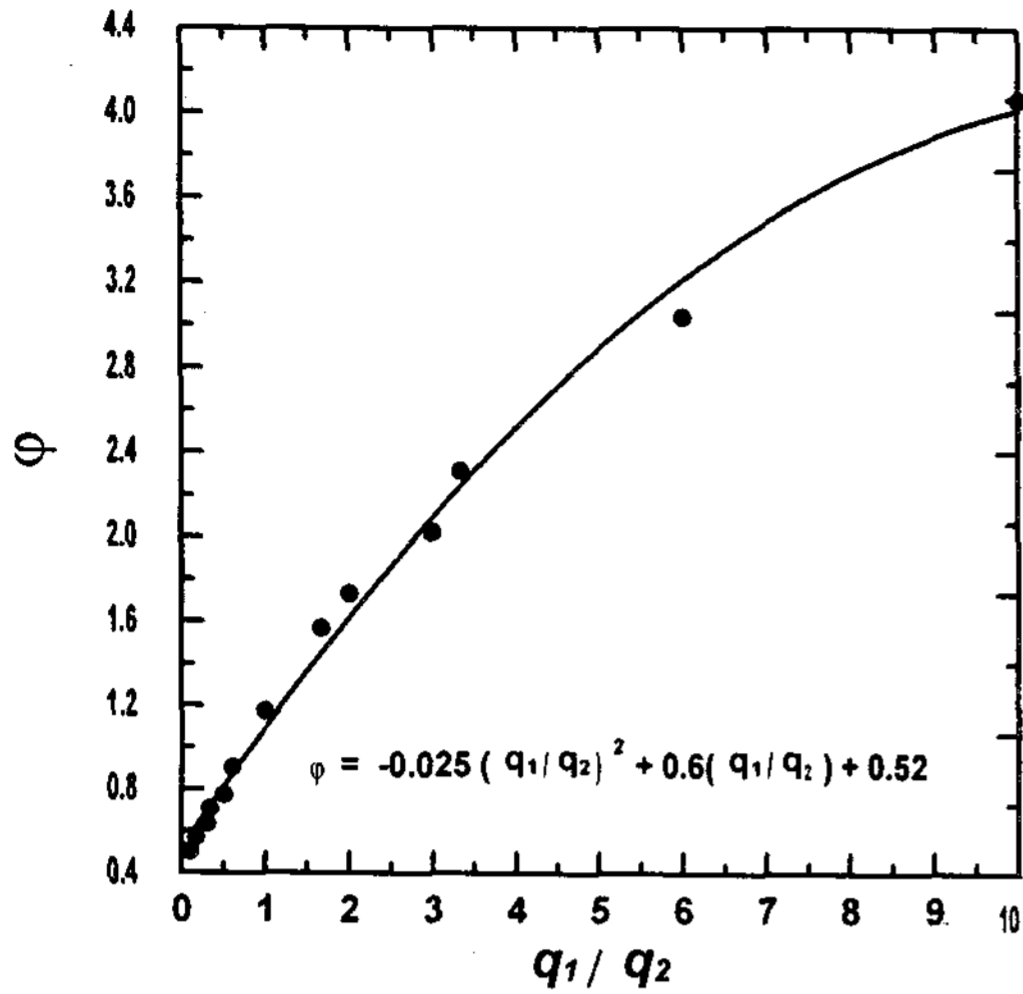


Fig. 5. Thermal wake function with the non-uniform heating conditions

공급열량비가 작은 영역에서는 열후류 함수의 값이 급격히 증가하지만 공급열량비가 큰 영역에서는 그 증가량이 점차로 감소하고 있다. 이는 열원 h2에 의한 영향보다는 열원 h1의 공급열량이 증가하여 상대적으로 열원 h1의 온도가 상승한 것으로 생각된다. 따라서 채널간격(W/L)이 1.5일 때 공급열량에 따른 열원 h1의 온도증가량을 예측할 수 있는 실험식을 다음과 같이 구하였다.

$$\phi = -0.025(q_1/q_2)^2 + 0.6(q_1/q_2) + 0.52 \quad (11)$$

이와 같이 비균일 발열조건에서는 기존의 실험적인 열후류 함수의 물리적인 의미와는 상반된 경향을 보여주고 있다. 즉, 비균일 발열조건에서는 열후류 함수의 의미를 단순히 열원 h2의 온도 상승에 대한 열원 h1의 온도상승비로서 해석할 수 있다.

### 3.4. 채널간격비에 따른 영향

Fig. 6은 공급열량이 각 열원당  $1000 \text{ W/m}^2$ 일 때 무차원 벽면거리에 대한 무차원 벽면온도분포

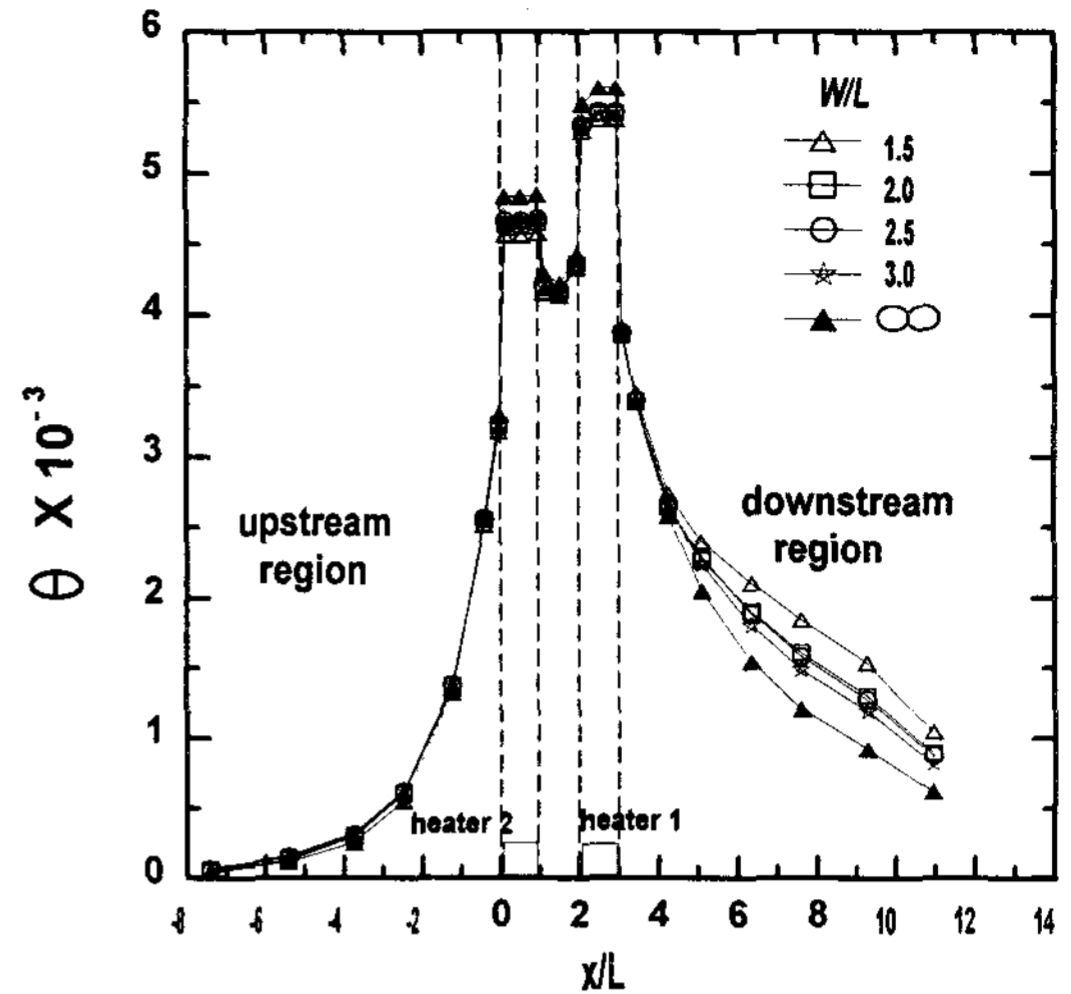


Fig. 6. Nondimensional Temperature distributions of the vertical wall surface with the various channel ratio for  $q=1000 \text{ W/m}^2$

를 나타낸 그림이다.

채널간격비의 증가에 따른 최대 무차원온도( $\theta$ )값은 채널간격이 커질수록 증가하여 상대 벽면이 없는 경우에 최대값을 나타낸다. 반면 하류 영역에서는 채널간격이 증가할수록 벽면온도 분포가 감소한다. 이는 채널폭이 커질수록 채널유동에서 독립된(isolated) 단일벽면에 의한 유동으로 변함에 따라 유동방향으로의 혼합과 배기효과(chimney effect)가 감소하여 대류 열전달이 감소하기 때문으로 생각된다.

Fig. 7은 각각의 공급열량에 있어서 채널간격비의 변화에 따른 열원의 평균표면온도를 나타낸 그림이다. 좌측은 기준온도로 입구온도, 우측은 단열온도를 사용하여 나타내었다.

기준온도를 입구온도로 사용한 경우에 있어서 공급열량이  $300 \text{ W/m}^2$ 까지는 채널간격의 증가에 따른 열원의 평균온도가 거의 일정하고, 열원 h2와 열원 h1의 온도차가 미소하게 나타난다. 공급열량이  $600 \text{ W/m}^2$  이상에서는 채널간격이 증가할수록 열원의 평균온도는 증가하고, 각 열원과의 온도차가 커진다. 이는 공급열량의 증가로 유동의

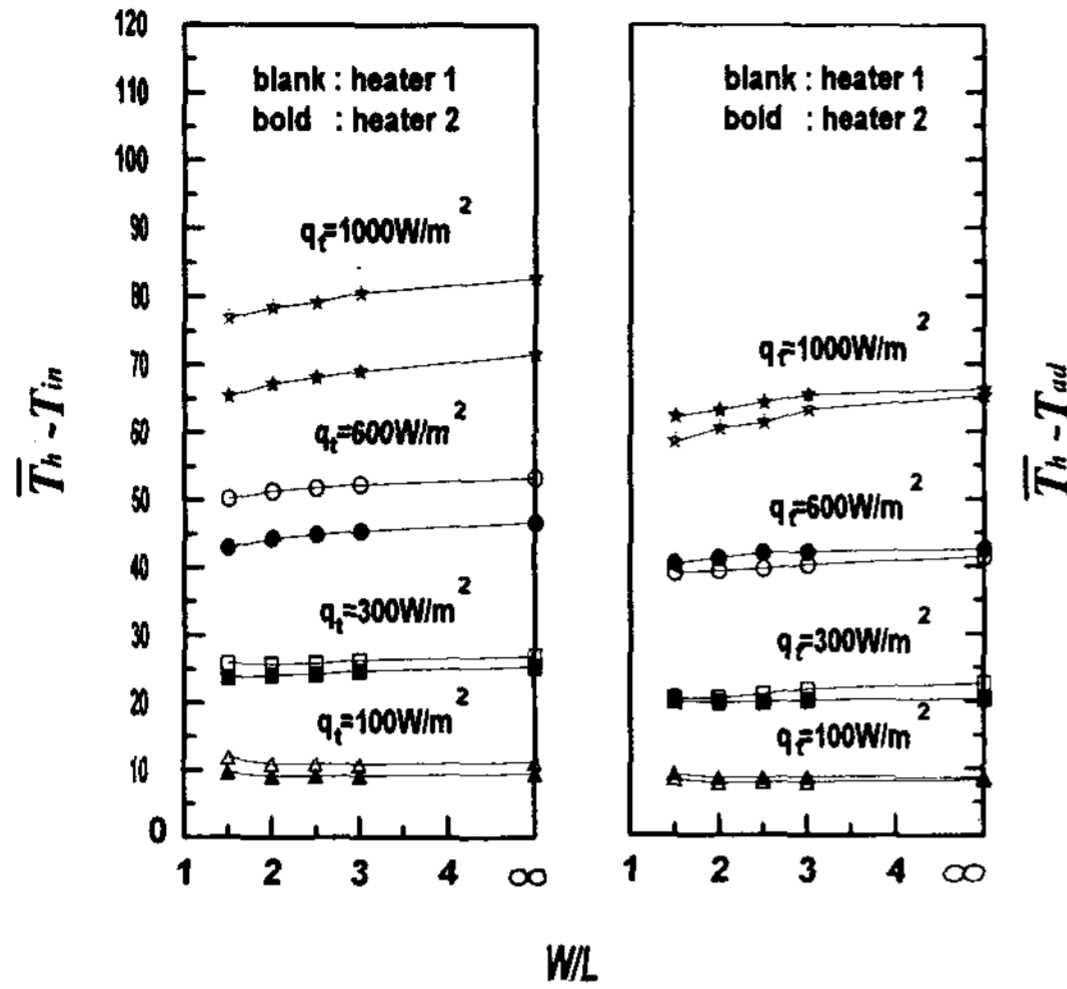


Fig. 7. Average temperature rise of the heat sources with the channel ratio

속도가 증가함으로 혼합이 활발해지고 배기효과가 상승하여 채널간격에 따른 영향이 더욱 크게 나타나는 것으로 사료된다.

기준온도를 단일온도로 사용한 경우 표면평균 온도는 입구온도를 기준으로 한 경우보다 전체적으로 변동량이 미소하게 나타난다. 또한 동일한 공급열량에서 열원 h1보다 열원 h2가 더 큰 표면 평균온도를 나타낸다.

Fig. 8은 각각의 열원에서 채널 Rayleigh수에 대한 평균 Nusselt수의 분포를 나타낸 그림이다.

그림에서 평균 Nusselt수를 예측할 수 있는 하나의 상관식을 구하기 위하여 실험치를 곡선접합하여 하나의 직선으로 나타내었다.

상관식은 열원 h2의 경우는 식 (12), 열원 h1의 경우는 식 (13)으로 나타냈다.

$$\overline{Nu}_2 = 2.03 Ra_c^{0.129} \quad (12)$$

$$\overline{Nu}_1 = 1.42 Ra_c^{0.144} \quad (13)$$

여기서 실험적으로 측정하여 계산된 평균

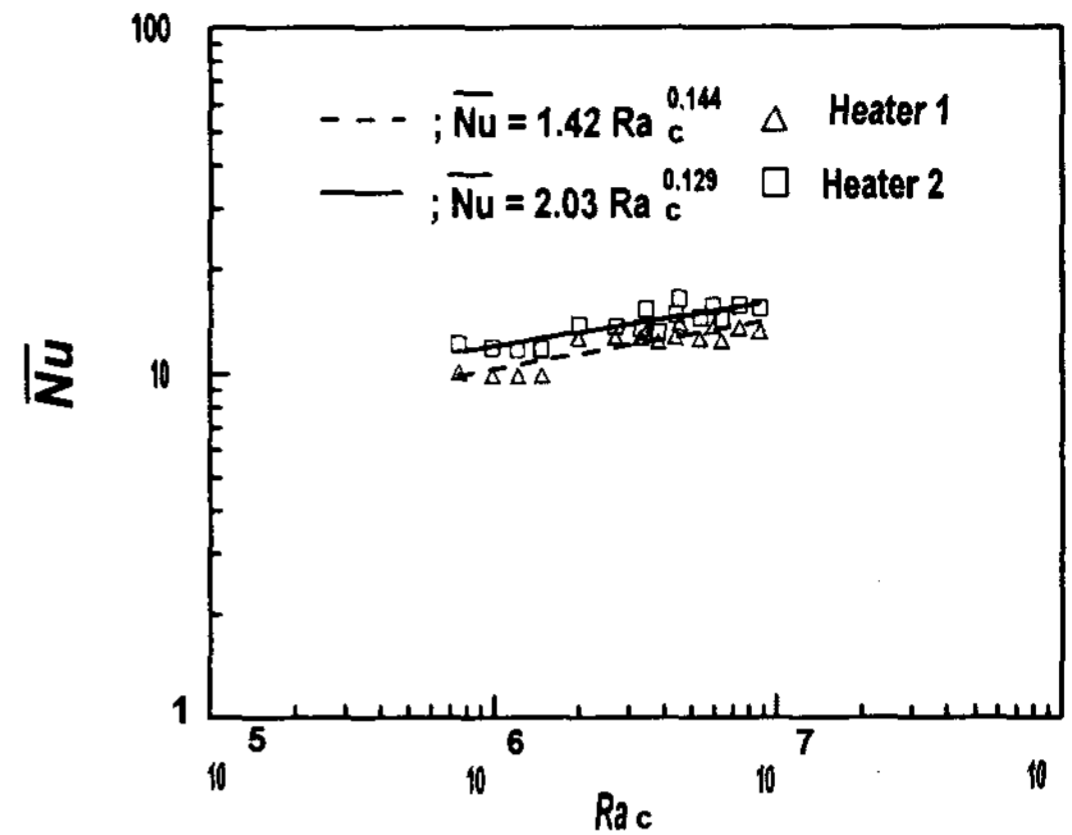


Fig. 8. The relationship between the mean Nusselt number and the channel Rayleigh number

Nusselt수와 상관식 (12) 및 (13)에 의하여 구한 결과와의 최대편차는 14.6%였다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 수직 평판에 부착된 불연속 열원에 의해 야기되는 자연대류에서 열원간의 열적 상호간섭을 실험적 규명하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 공급열량에 따른 상부열원의 온도상승량을 예측할 수 있는 실험식을 다음과 같이 구하였다.

$$\varphi = -0.025(q_1/q_2)^2 + 0.6(q_1/q_2) + 0.52$$

- (2) 채널 Rayleigh수  $7.16 \times 10^5 \sim 9.03 \times 10^6$ 의 범위에서 대류열전달을 예측할 수 있는 식을 다음과 같이 구하였다.

$$- \overline{Nu}_1 = 1.42 Ra_c^{0.144}$$

$$- \overline{Nu}_2 = 2.03 Ra_c^{0.129}$$



## 후 기

이 논문은 1997년 한국학술진흥재단의 공모과제 연구비에 의하여 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. Gebhart, B. and Pera, L., 1975, "Laminar Plume Interactions," *J. of Fluid Mechanics*, Vol. 68, pp.259~271.
2. Jaluria, Y., 1982, "Buoyancy-Induced Flow Due to Isolated Thermal Sources on a Vertical Surface," *J. Heat Transfer*, Vol. 104, pp.223~227.
3. Bar-cohen, A. and Rohsenow, W.M., 1984, "Thermally Optimum Spacing of Vertical, Natural Convection Cooled Parallel Plates," *J. of Heat Transfer*, Vol. 106, pp.116~123.
4. 최용문, 박경암, 1993, "장방형 발열체가 부착된 채널에서 자연대류 연구," 대한기계학회논문집, 제17권 제2호, pp.438~444.
5. Tewari, S. S. and Jaluria, Y., 1990, "Mixed Convection Heat Transfer from Thermal Sources Mounted on Horizontal and Vertical Surfaces," *J. of Heat Transfer*, Vol. 112, pp.975~987.
6. Chadwick, M. L., Webb, B. W. and Heaton, H. S., 1991, "Natural Convection from Two-Dimensional Discrete Heat Sources in a Rectangular Enclosure," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, No. 7, pp.1679~1693.
7. Gebhart, B., Jaluria, Y., Mahajan, R.L. and Sammakia, B., 1980, "Buoyancy-Induced Flows and Transport", *Hemisphere, New York*.
8. Moffat, R.J., 1988, "Describing the Uncertainties in Experimental Results," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 1, pp.3~17.
9. Kline, S.J. and McClintock, F.A., 1953, "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~8.