

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 19, No. 3, 1999

수직평행채널의 벽면에 부착된 단일모듈로부터의 3차원 자연대류 열전달

유감종*, 이진호**, 김현우***

* 경북대학교 공과대학 기계공학부

** 경북대학교 대학원 기계공학부

*** 안동정보대학 기계과, 회원

Three-Dimensional Natural Convection from a Single Module on the Wall of a Vertical Parallel-Plate Channel

K. J. Riu*, J. H. Lee**, H. W. Kim***

* *Department of Mechanical Engineering, Kyung-Pook National University*

** *Graduate School, Kyung-Pook National University*

*** *Department of Mechanics, Andong-Information college, member*

요 약

본 연구에서는 돌출된 단일 모듈이 부착된 수직 채널내의 3차원 자연대류 특성을 실험적으로 조사하였으며, 특히 모듈로부터 대류에 의한 열에너지 제거에 초점을 두었다. 채널내의 유동장은 smoke-method를 이용하여 가시화 하였다. 또한 채널내부, 수직벽면 및 모듈표면의 국소온도를 열전대와 열플럭스 센서를 이용하여 측정하여 복사와 전도에 의한 열손실량을 계산하였다. 실험결과 대류열전달은 모듈 하부의 모서리 부근에서 가장 활발히 일어나고, 모듈 상부에서의 재순환영역은 열전달을 감소시킴을 알 수 있으며 임계 채널간격비를 예측할 수 있는 상관식을 레일리히수의 함수로 구하였다. 또한 $8.28 \times 10^3 < Ra_c^* < 3.48 \times 10^6$ 의 범위에서 수정 채널 레일리히수의 함수로써 평균 누셀트수와의 상관식을 구하였다.

ABSTRACT

Three-dimensional natural convective heat transfer in a vertical channel with a protruding single module was investigated experimentally. The particular interest was in the removal of thermal energy from the module by convective heat transfer. Hence radiative and conductive heat losses were estimated by using thermocouples and heat flux sensor respectively. The flow fields in the channel were visualized by means of a smoke-method. Also, local temperatures were measured by thermocouples inside the channel, along the vertical wall and module surface. It is found that convective heat transfer was promoted at the lower corner of the module and was decreased at the upper corner due to a recirculation zone. A general correlation of the critical channel ratios was found as a function of Rayleigh number. For the range of $8.28 \times 10^3 < Ra_c^* < 3.48 \times 10^6$, a useful correlation for the mean Nusselt number was proposed as a function of modified channel Rayleigh number.

기 호 설 명

A_m : 모듈의 표면적, [m²]
 d : 모듈의 두께, [m]
 g : 중력가속도, [m/s²]
 Gr : 그라샷수
 H : 채널 높이, [m]
 h_t : 모듈의 돌출길이, [m]
 K_f : 공기의 열전도율, [W/mK]
 L : 모듈의 길이, [m]
 \overline{Nu} : 평균 누셀트수
 Ra_c^* : 수정 채널 레일리수
 W : 채널 간격, [m]
 x, y, z : 좌표, [m]

하 첨 자

m : 모듈
 max : 최대값
 w : 수직벽면

1. 서 론

최근 집적회로의 기술적 발전은 신호처리의 고속화, 기능의 다양화를 추구하는 방향으로 추진되고 있다. 이러한 추세에서 다수의 칩(chip)을 하나의 모듈(module)에 넣는 다중칩 모듈(multichip module)이 개발되었다. 그 결과 PCB (printed circuit board)상의 모듈로부터의 발열밀도가 급격히 증가되고 있으며, 따라서 모듈로부터의 효율적인 열제거가 중요한 기술적 과제로 대두되고 있다.

특히 태양의 복사에너지를 열원으로 하는 인공위성의 각종 요소의 경우 위성체의 공전주기동안의 온도변화가 매우 크다. 따라서 정해진 궤도환경에서 각종 요소들이 작동허용 범위의 온도내에

그리이스 문자

α : 열확산 계수, [m²/s]
 β : 체적열팽창 계수, [1/K]
 ν : 동점성 계수, [m²/s]

서 동작되도록 유지시키기 위해서는 효율적인 냉각기술이 요구된다.

열제거에 관련된 냉각방법 중 자연대류 냉각방식은 부가장치가 필요 없어 부피를 줄일 수 있고, 유지보수가 용이하여 항공우주용 전자통신기기 등에 많이 이용되고 있다. 채널내에서의 자연대류 열전달 해석에 관한 연구는 다음과 같다.

채널폭이 열전달에 미치는 영향으로 Bar-cohen¹⁾, 최용문²⁾, Sushil³⁾, 유갑종등^{4,5)}은 채널에 장착된 발열체에 대하여 자연대류 냉각특성을 2차원적 실험과 수치해석에 한정되어 수행하였다. 그러나 실제 PCB상에 부착된 모듈의 열적특성은 3차원적 공기유동에 의하여 결정된다. 따라서 복잡한 열적 경로가 고려된 3차원 자연대류특성의 고찰이 요구된다. 3차원 해석에 관한 연구는 실험 및 해석상의 어려움으로 비교적 최근에 연구가 수행되고 있다. Afrid등⁶⁾은 1열의 발열체만을 계산영역으로 설정하고 3차원 자연대류를 수치해석하였다. Wroblewski등⁷⁾은 3차원 밀폐공간내의 한쪽 벽에 돌출된 발열체에 대한 수치해석적 연구로 각 경계조건에 따른 발열체의 최대온도의 영향을 설명하였다.

이상과 같은 3차원 해석에 관한 연구들에서 고려된 발열체는 대부분 2개 혹은 다수의 발열체가 부착된 경우에 관한 수치해석적 연구가 대부분이다. 결국 최근의 다중칩 모듈의 개발 추세에 따라 단일 모듈로부터의 3차원 자연대류 냉각특성을 구명할 필요가 있다. 따라서 본 연구에서는 수직 평행채널에 부착된 단일모듈로부터의 3차원 자연대류 열전달특성을 실험적 방법으로 조사하였다. 실험에서는 모듈에 의한 자연대류 열전달특성에 미치는 제반 인자의 영향을 검토하기 위하여 기하학적, 열적상황에 따른 레이리히수, 채널 간격비, 모듈의 돌출길이를 변화시켰다. 또한 평균 누셀트수(\overline{Nu})와 수정 채널 레이리히수(Ra_c^*)와의 상관식을 구하였다.

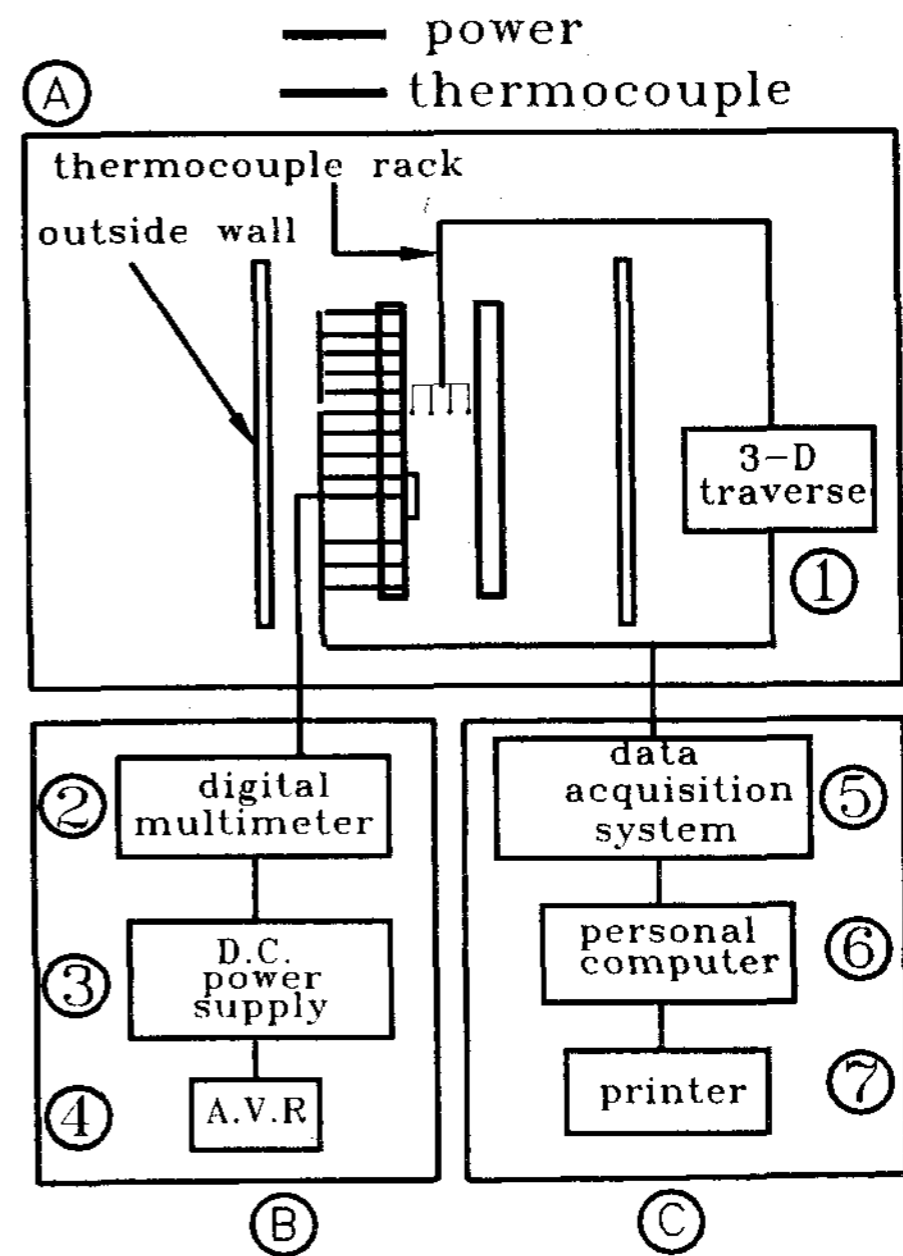


Fig. 1. Block diagram of overall experimental apparatus

2. 실험

2.1 실험 장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 배열을 나타낸 그림이다.

실험 장치는 크게 실험부 ①, 전원공급장치 ②, 데이터 처리장치 ③로 구성된다. 실험부 ①은 모듈이 부착된 수직 평행채널이다. 모듈이 부착된 벽면이 앞쪽벽면 (front wall), 반대쪽 벽면이 상대벽면(opposite wall)이다. 채널주위에는 주위공기의 영향을 최소화하기 위하여 외벽을 설치하였으며, 채널입구에는 주위공기의 온도를 측정하기 위하여 3개의 열전대를 국부적으로 배치하였다. 주위공기 온도가 미치는 영향을 최소화하기 위하여 주위의 온도변화 범위를 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 로 유지하였다. 채널내부 온도측정은 10개의 열전대로 구성된 TC rack을 3차원 이송장치(3-D traverse, Rikaseiki) ①에 설치하여 측정하였다. 전원공급

장치 ②에서 공급되는 전류의 측정은 디지털 멀티미터(FLUKE, 8842A) ②를 이용하였다. 직류 전원 공급장치(HP E3611A) ③을 이용하여 실험 조건에 맞는 전압을 적절히 변화시켜 공급하였다. 자동전압조정기(SX 100 A.V.R) ④를 이용하여 일정 전압을 유지하도록 하였다. 데이터 처리장치 ⑤에서는 실험부 각 위치의 온도를 측정하기 위하여 실험부에서 외부로 유도된 열전대를 데이터 처리장치(FLUKE, 2400B) ⑤에 연결하였다. 데이터 처리장치는 퍼스널 컴퓨터 ⑥에 의하여 제어 된다.

Fig. 2는 수직채널과 모듈의 상세도 및 열전대

의 위치를 나타낸 그림이다.

Fig. 2의 (a)와 (b)는 각각 채널을 정면과 측면에서 본 그림이고, (c)는 가열부, (d)는 모듈의 상세도이다.

Fig. 2 (a)에서 채널을 구성하는 수직벽면은 높이(H) 400mm, 폭(W) 200mm, 두께는 5mm이며, H 는 모듈에 의한 wall plume의 특성을 관찰하기에 충분한 길이로 선택한 것이다. 양쪽 수직벽면의 재질은 에폭시 레진(epoxy resin)으로써 실제 전자장비 내에 설치되는 기판을 모사한 것이다. 수직벽면은 전자장비에 사용되는 기판의 표면 거칠기에 따른 효과를 무시하였다.²⁾ 모듈이 부착된

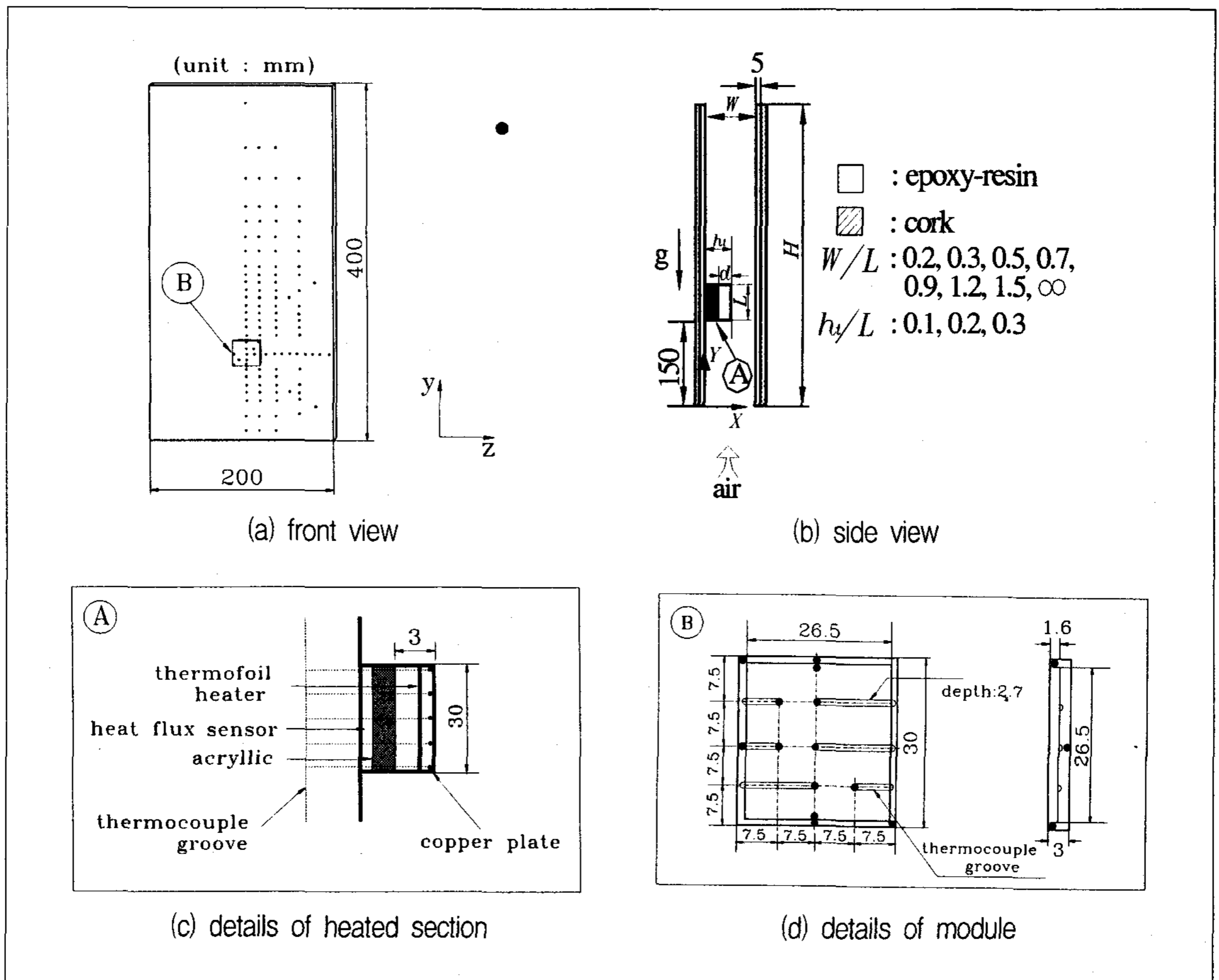


Fig. 2. Geometry of vertical channel with a module and thermocouple locations

수직벽면의 온도를 측정하기 위하여 총 80개의 열전대(K-type)를 사용하였으며 열전대는 항온측정장치(KAYE, HTR/300)를 이용하여 보정하였다. 채널의 수직 중심선에 30개소, 중심선을 기준으로 채널의 대칭성을 고려하여 채널 우측면에 수평방향과 대각선 방향으로 50개소를 표면에서 0.2mm되는 깊이에 부착하였다.

Fig. 2 (b)에서 모듈의 중심은 수직채널 입구에서 150mm 떨어진 위치에 부착하였다. 이는 채널 내로 유입되는 공기로부터 안정된 영역에 모듈을 위치시키기 위해서이다. 수직벽면의 외면은 주위 공기와의 열전달을 차단하기 위하여 두께 20mm의 코르크 판을 사용하여 이중으로 단열시켰다.

Fig. 2 (c)에서 모듈과 수직벽면 사이에 부착된 아크릴의 두께 변화로 모듈의 돌출길이를 변화시켰다. 수직벽면과 아크릴 사이에는 수직벽면으로의 전도에 의한 열손실량을 측정하기 위하여 열플럭스 센서(OMEGA NO. 20453-1)를 부착하였다.

Fig. 2 (d)에서 모듈의 크기는 고밀도 집적회로(VLSI)를 모사하여 폭 30mm, 길이 30mm 두께 3mm로 하였고 모듈의 제작은 표면에서의 발열을 균일하게 하기 위하여 두께 3mm의 동판에 깊이 1.6mm의 정사각형(26.5mm×26.5mm)의 자리면을 가공한 다음, 두께 0.5mm, 저항 156.1Ω의 켈톤 히터(KHLV 101/5P)를 부착하였다. 모듈 내부의 열전달 효과를 높이기 위하여 열전도성이 높은 고열전도성 본드(OMEGA BOND 101)로 충전시키고 두께 1mm, 넓이 26.5mm×26.5mm의 동판으로 압착하였다. 켈톤 히터의 리드선은 동판의 가장자리 한 단면에 지름 1mm의 구멍을 내어 외부로 인출한 후 직류전원 공급장치에 연결하였다. 모듈 표면에서의 온도를 측정하기 위하여 전면 표면에서 0.2mm되는 깊이에 7.5mm 간격으로 8개, 양측 면에 5개로 총 13개의 열전대를 부착하였다. 본 실험에서는 모듈 표면에서의 온도변화가 ±0.1(°C/hr)이내 일 때를 정상상태에 도달

하는 기준으로 정하였다. 채널내부의 유동장은 smoke-method를 이용하여 가시화하였다. 가시화에 사용된 광원은 30mW의 He-Ne 레이저이다.

2.2 실험 범위

주위 유체로는 상온의 공기를 사용하였고, 수직벽면의 재질로 사용된 에폭시 레진의 열전도율은 0.6W/mK이다. 모듈에 공급되는 열유속의 범위는 100W/m²~2600 W/m²까지이다. 채널간격비(W/L)는 0.2, 0.3, 0.5, 0.7, 0.9, 1.0, 1.2, 1.5, ∞까지이다. W/L=∞는 상대벽면이 없는 경우이다. 모듈의 돌출길이기비(h/L)는 0.1, 0.2, 0.3이다. 상기 열유속에 해당되는 레이리히수의 범위는 2.43×10⁵~1.37×10⁷이다. 채널간격비와 돌출길이기비를 모두 고려한 수정 채널 레이리히수의 범위는 8.28×10³~3.48×10⁶이다.

3. 데이터 계산

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

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

$\overline{T_m}$ 는 모듈에 부착된 열전대의 평균온도값이다. $\overline{T_\infty}$ 는 채널 내로 유입되는 주위공기 평균온도값이다. 주위공기의 물성치들은 Gebhart등⁸⁾의 자료에서 주어진 데이터를 이용하여 구하였다. 자연대류에 의하여 모듈에서 주위공기로 전달되는 정미 열전달량은 에너지 평형방정식인 식 (2)로 계산하였다.

$$q_c = q_t - q_L - q_r \quad (2)$$

q_c 는 자연대류에 의한 열전달량, q_t 는 모듈에 공급되는 총열유속량으로 V^2/R 로 계산하였다. V 는 모듈에 가해지는 전압이고, R 은 켈톤 히터의 저항이다. q_L 은 전도에 의한 열손실량이며, 채널의 바깥면을 단열조건으로 하였기 때문에 수직벽면의 바깥면을 통하여 주위공기로 대류된다. q_L 의 측정은 열플럭스 센서를 이용하였다. q_r 는 모듈의 표면으로부터 주위로의 복사에 의한 열손실량을 나타낸다. 식 (2)에서 전기적 배선에 의한 열손실량, 열전대를 통한 열손실량은 무시하였다. 모듈면의 평균온도는 주위온도보다 항상 높기 때문에 모듈면으로부터 주위로의 복사 열전달이 일어난다. q_r 는 식 (3)으로 계산하였다.

$$q_r = \sigma \varepsilon (\overline{T_m^4} - \overline{T_\infty^4}) \quad (3)$$

ε 은 구리의 방사율로서 0.15, σ 는 Stefan-Boltzmann 상수로서 $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ 이다. 복사 열손실량은 공급열유속량의 0.19%에서 1.09% 정도이다. 식 (2)에서 계산된 대류열전달량을 이용하여 열전달계수는 식 (4)로 계산하였다.

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

여기서 기준온도로는 주위공기의 평균온도 ($\overline{T_\infty}$)를 사용하였다.

실험에서 구한 데이터를 이용하여 그라샴수 (Gr), 레일리히수(Ra), 수정 레일리히수(Ra_c) 및 수정 채널 레일리히수(Ra_c^*)는 각각 식 (5), (6), (7) 및 (8)로 계산하였다.

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

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

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

$$Ra_c^* = Ra_c (h_t/L) \quad (8)$$

누셀트수 및 무차원 온도는 식 (9), (10)으로 계산하였다.

$$Nu = \frac{h [L+2d]}{K_f} \quad (9)$$

$$\theta = \frac{(\overline{T_m} - \overline{T_\infty})}{a^2/g \beta L^3} \quad (10)$$

무차원 직교좌표는 모듈길이에 대한 거리의 비로써 식 (11)과 같이 정의하였다.

$$X = \frac{x}{L}, \quad Y = \frac{y}{L}, \quad Z = \frac{z}{L} \quad (11)$$

무차원 좌표 Y, Z 는 모듈의 중심부를 기준으로 하여 나타내었고, 이때 Y 의 범위는 $-5.0 \sim 8.3$, Z 의 범위는 $-3.3 \sim 3.3$ 이다.

열전대에 의한 온도의 정확도는 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 이다. 모듈에 공급되는 전압의 감도는 $\pm 1\text{mV}$ 이며, 정확도는 $\pm 0.1\%$ 이다. 길이 측정에 대한 불확실도는 $\pm 0.5\text{mm}$ 이다. 상기와 같이 기본적으로 측정된 파라미터의 불확실성으로부터 계산된 누셀트수와 레일리히수의 불확실도는 공급되는 열량에 따라 각각 $1.2 \sim 5.6\%$ 및 $0.8 \sim 4.8\%$ 로 나타났다.

3. 결과 및 고찰

3.1 유동형태

Fig. 3은 채널간격비(W/L)가 0.7, 모듈의 돌출 길이비(h/L)가 0.1일 때 공급 열유속량(q_t)의 변화에 따른 채널내의 유동장을 모듈 중심선상의

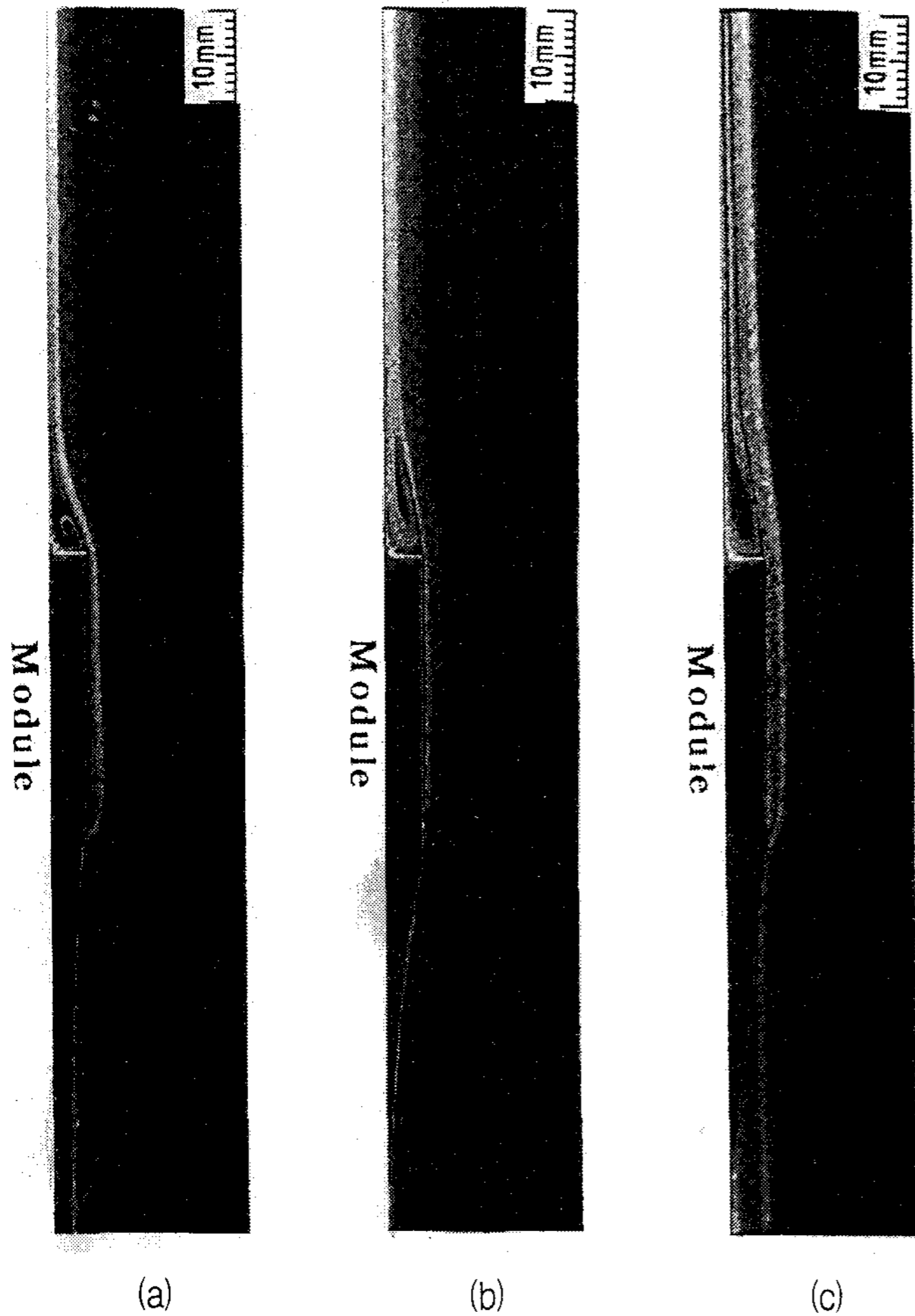


Fig. 3. Flow visualization photographs in the channel with different heat fluxes at $W/L=0.7$ and $h_w/L=0.1$ ((a) $q_t=200\text{W/m}^2$, (b) $q_t=1200\text{W/m}^2$, (c) $q_t=2200\text{W/m}^2$)

채널의 단면에서 가시화한 사진이다.

사진의 좌측에서 약간 돌출된 검은 사각형이 모듈, 흰 부분이 공기의 유동장이다. 채널의 하부에서 유입된 주위공기가 수직벽면에 인접하여 상승하다가 모듈의 하단에서 박리(separation)가 일어난다. 그 후 주위공기가 모듈을 따라 상향 유동한 후 모듈 상단을 지나 수직벽면에 재부착하여 상승한다. 재부착점과 모듈사이에는 재순환영역이 형성되고 있다. 공급열유속량이 증가함에 따라 재순환영역의 길이가 점차 길어지고 있다. 이러한 성향은 공급열유속량이 커질수록 채널 하부에서 유입되는 유동 속도가 증대되기 때문이다.

이와 같이 모듈 주변에서의 유동형태는 모듈 위로 상승하여 재부착하는 주 유동과 모듈 상단에서 재순환하는 유동으로 나누어진다. 이러한 유동 형태로부터 모듈의 하단 부근에서는 주위공기와 온도차가 커져 열전달이 활발해지고, 모듈 상단 부근에서는 재순환영역의 영향으로 열전달이 미약해질 것으로 예측된다

3.2 레일리히수 변화에 따른 영향

Fig. 4는 $W/L=1.5$, $h_w/L=0.1$ 일 때 $Z=0.0$ 에서 레일리히수 변화에 따라 X - Y 평면상에서 채널내부의 무차원 온도(θ)를 곡선 집합하여 나타낸

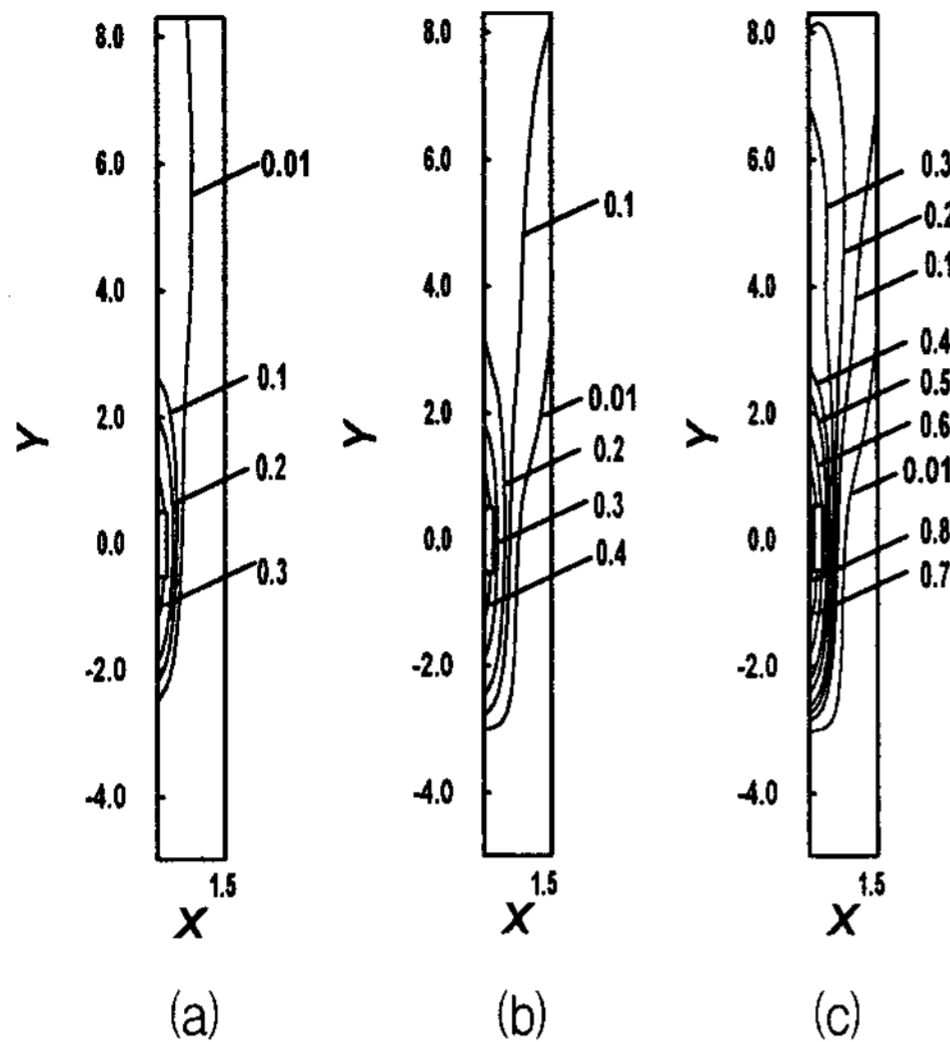


Fig. 4. Non-dimensional temperature profiles for the X-Y plane in the channel with the variation of Rayleigh numbers for $W/L=1.5$, $h/L=0.1$ and at $Z=0.0$ ((a) $Ra=2.43 \times 10^5$, (b) $Ra=2.12 \times 10^6$, (c) $Ra=8.35 \times 10^6$)

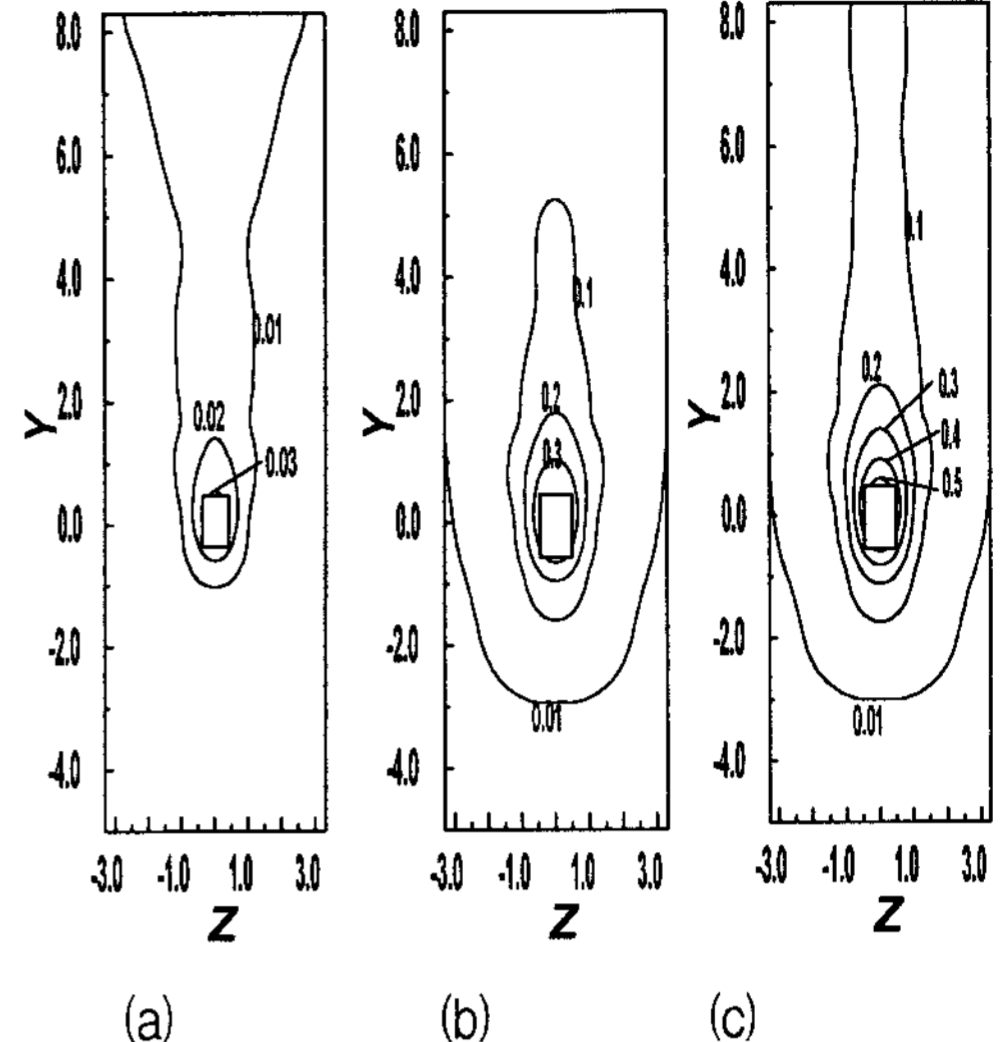


Fig. 5. Non-dimensional temperature profiles for the Y-Z plane in the channel with the variation of Rayleigh numbers for $W/L=1.5$, $h/L=0.1$ and at $X=0.2$ ((a) $Ra=2.43 \times 10^5$, (b) $Ra=1.25 \times 10^6$, (c) $Ra=8.02 \times 10^6$)

그림이다.

θ 의 구배가 증가하고 있다. 이는 레일리수가 커질수록 모듈 부근에서의 수가 커질수록 모듈 표면을 통한 전열량이 커지고 채널내 유입공기 속도가 커지기 때문이다.

Fig. 5는 $W/L=1.5$, $h/L=0.1$ 일 때 $X=0.2$ 에서 레일리수 변화에 따라 Y-Z평면상에서 채널내 부에서 측정된 θ 값을 곡선 접합하여 나타낸 그림이다.

레일리수(Ra)가 증가할수록 모듈부근의 θ 의 구배가 커지는 것은 대류열전달의 효과가 증대되기 때문이다. 특히 모듈에 의하여 가열된 공기에 의하여 모듈상부 영역에서 발생하는 plume은 채널내의 온도변화에 큰 영향을 주며, 또는 모듈 및 수직벽면의 열전달특성에도 크게 영향을 미친다.

기관으로 전도되는 q_L 은 Ra 수가 2.43×10^5 에서 9.55×10^6 일 때 총 공급열량의 24%에서 18% 정도로 측정되었다 이는 작은 범위의 레일리수에

있어서는 전도되는 열량의 비율이 커지고, 레일리수가 증가할수록 기관으로 전도되는 열량의 비율이 감소하고 대류열전달량의 비율이 증대되고 있다.

Fig. 6은 $W/L=0.9$, $h/L=0.1$ 일 때 레일리수(Ra)의 변화에 따라 모듈 앞 표면의 무차원 온도 θ 의 분포 및 누셀트수(Nu) 분포를 나타낸 그림이다. 그림에서 좌측은 등온선이고 우측은 국소 누셀트수(Nu) 분포이다.

모듈의 하부 모서리 부근에서 θ 의 값이 가장 작다. 이는 모듈 하부 모서리($Y=-0.5, Z=-0.5$)는 채널하부 및 측면에서 유입되는 찬 공기와 가장 먼저 접하여 대류열전달이 가장 활발히 일어나기 때문이다. 모듈 상부($Y=0.5$)부근에서는 누셀트수가 작아진다. 이는 모듈면을 따라 유동하는 고온공기의 영향과 모듈 상단 바로 윗부분에서 발생하는 재순환영역으로 인하여 가열된 공기가 유동하지 못하고 정체됨에 따라 대류열전달이 미약해

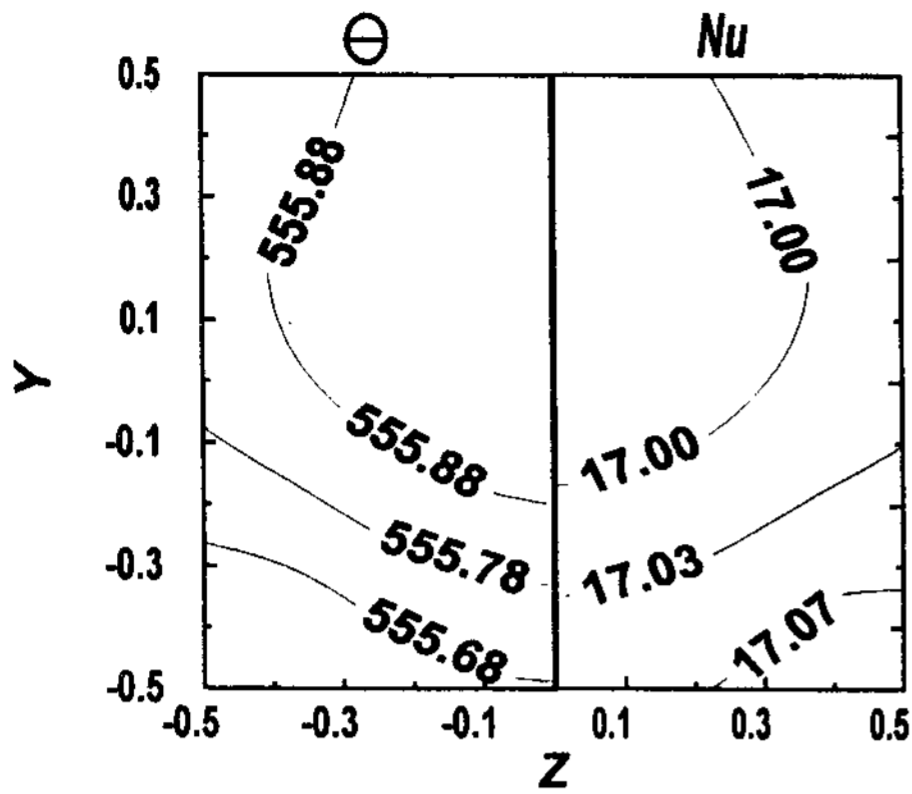


Fig. 6. Non-dimensional temperature profiles and Nusselt numbers on module front surface at $Ra=7.82 \times 10^5$ for $W/L=0.9$ and $h_v/L=0.1$ (values of isotherm contours are multiplied by 1000)

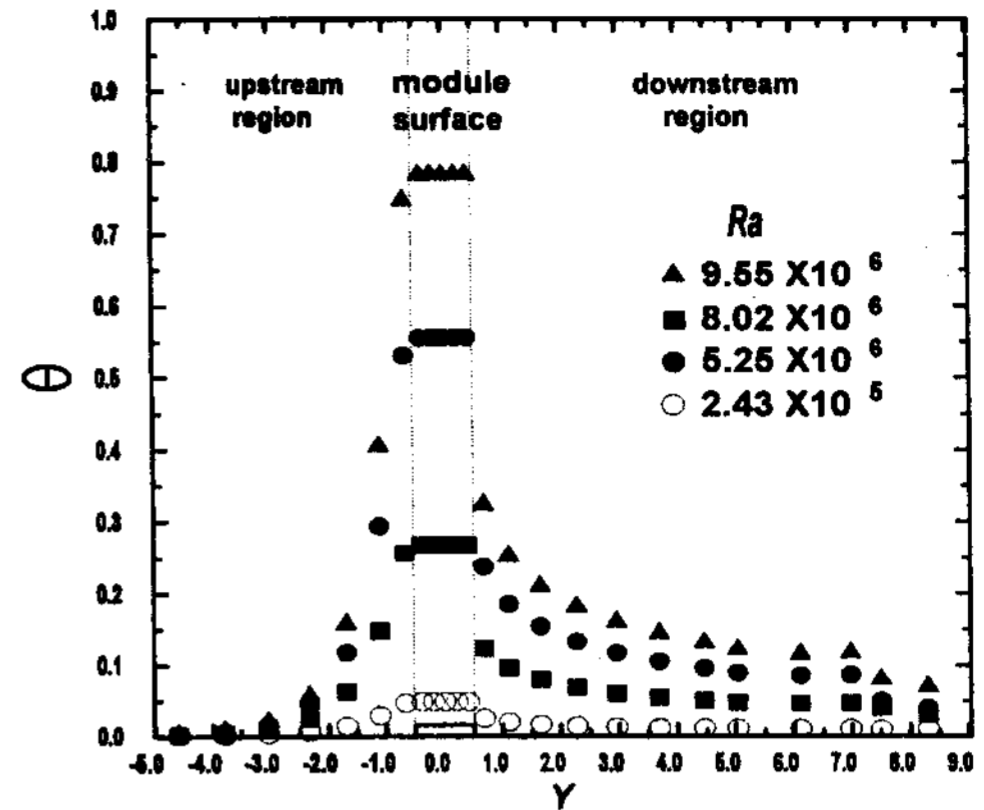


Fig. 7. Non-dimensional temperature distributions of the vertical wall at $X=0.0$, $Z=0.0$ and module surface with the variation of Rayleigh numbers for $W/L=1.2$, $h_v/L=0.1$

지기 때문이다. 이러한 결과들은 가로 방향으로 모듈의 길이가 무한히 길다고 가정한 2차원 모델의 경우와는 다른 형태이다. 즉 모듈면의 온도분포는 3차원으로 나타내고 있다.

Fig. 7은 $W/L=0.9$, $h_v/L=0.1$ 일 때 $X=0.0$, $Z=0.0$ 인 지점에서 Y 방향에 따라서 수직벽면과 모듈 앞 표면의 θ 값을 레일리수(Ra) 변화에 따라 나타낸 그림이다.

θ 값은 수직벽면 하단에서부터 서서히 증가하다가 그 증가폭이 점차 커지면서 모듈 밑면 부근에서 급격히 상승한다. θ 값은 모듈 앞 표면 ($-0.5 < Y < 0.5$)에서 가장 높게 나타나고, 모듈 앞 표면을 지나면서 서서히 감소하고 있다. 수직벽면의 상하부의 θ 값을 비교해 볼 때 모듈 하부영역의 $Y < -3.0$ 에서는 레일리수의 변화에 따른 θ 값의 변화가 거의 없다. 그러나 상부영역($Y > 0.5$)에서는 θ 값이 수직벽면 상단까지 레일리수의 영향을 많이 받고있다. 이는 모듈 상부에 발생하는 plume에 의하여 모듈 상부의 수직벽 표면이 가열되기 때문이다. 이는 Kang 등⁹⁾의 실험결과와 일치한다.

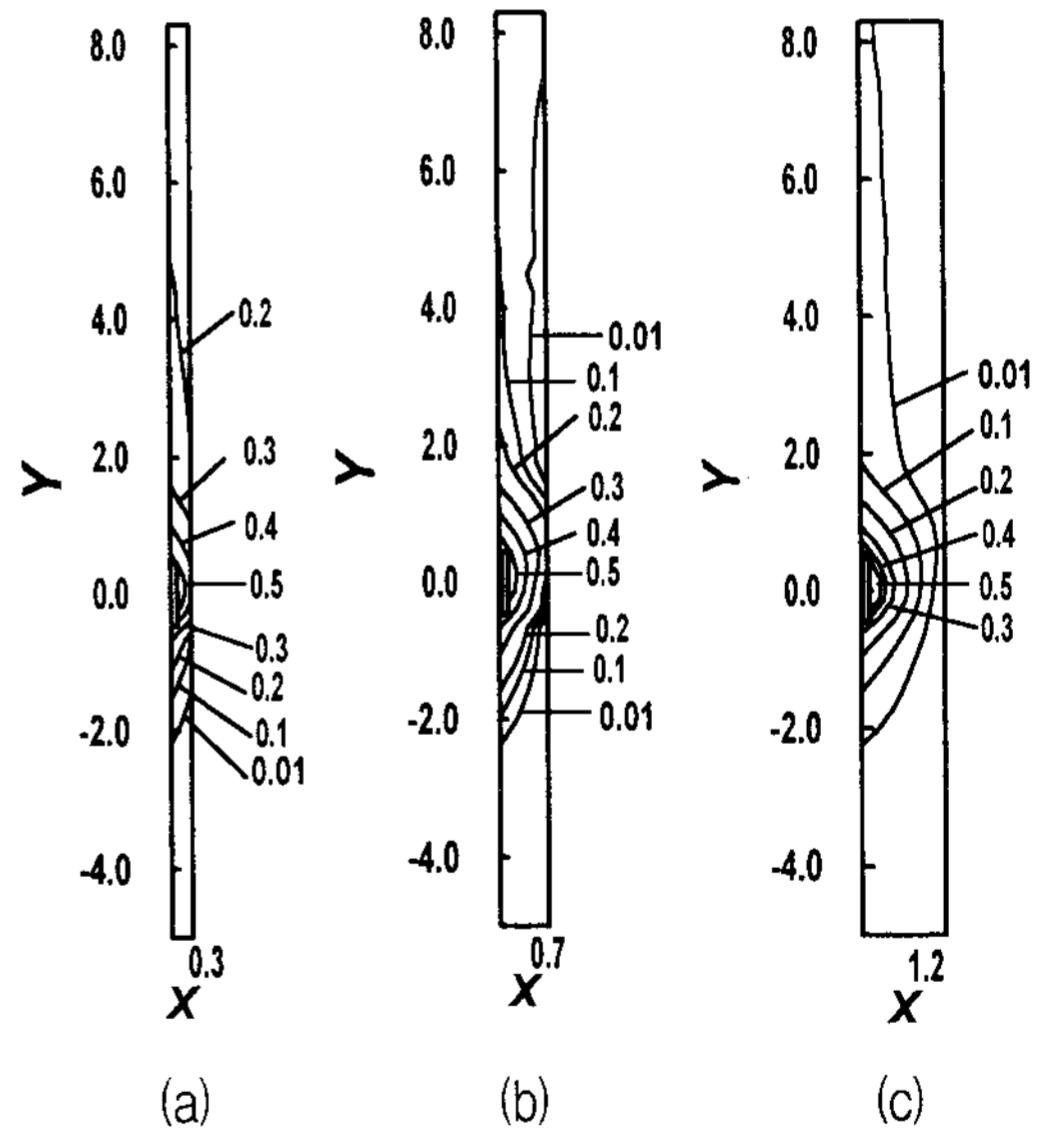


Fig. 8. Non-dimensional temperature profiles for the $X-Y$ plane in the channel with the variation of channel ratio(W/L), for $q_t=1800W/m^2$, $h_v/L=0.1$ and at $Z=0.0$ ((a) $W/L=0.3$, (b) $W/L=0.7$, (c) $W/L=1.2$)

3.3 채널간격비에 따른 영향

Fig. 8은 q_t 가 $1800W/m^2$, $h_v/L=0.1$ 일 때 $Z=0.0$ 에서 채널간격비 변화에 따른 $X-Y$ 평면상에서 채

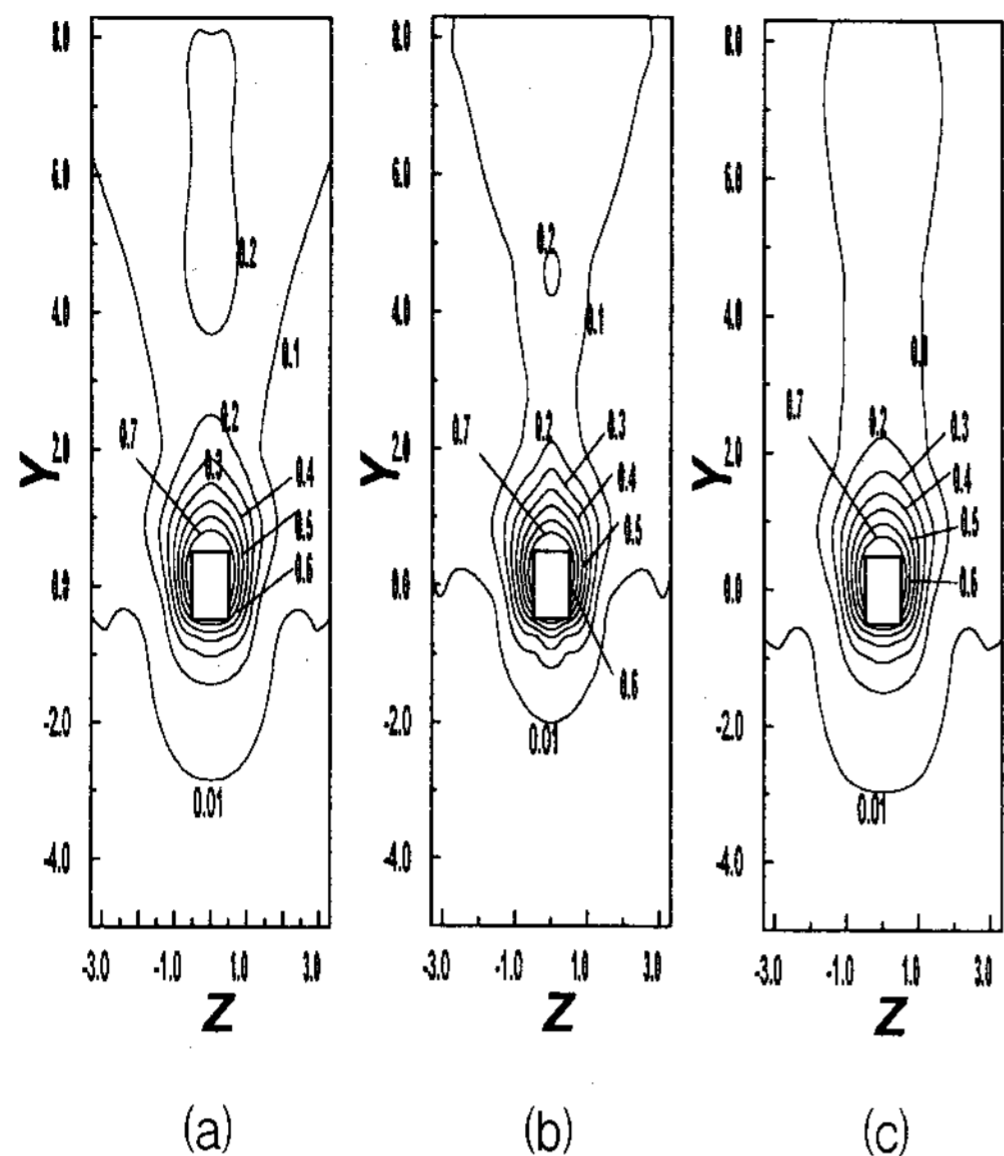


Fig. 9. Non-dimensional temperature profiles with the variation of channel ratio(W/L), for the $Y-Z$ plane in the channel for $q_t=2000W/m^2$, $h_f/L=0.1$ and at $X=0.2$ ((a) $W/L=0.3$, (b) $W/L=0.9$, (c) $W/L=1.2$)

널내부의 측정된 무차원 온도(θ)값을 곡선 접합하여 나타낸 그림이다.

채널내부에서의 등온선이 모듈 부근에 밀집되어 있고 온도구배가 크게 나타나고 있으므로 공급열유속량의 대부분이 모듈 표면에서 주위공기로 전열됨을 알 수 있다. 또한, 채널간격비가 작은 경우 상향 유동하는 공기가 모듈부근을 통과할 때 거의 균일하게 가열된다. 따라서 상대벽면도 많이 가열되어 온도가 높아진다. 그러나 채널간격비가 큰 경우에는 상대벽면의 영향을 적게 받고, 유입 공기량이 증가하여 대류열전달이 활발해질것으로 생각된다.

Fig. 9는 q_t 가 $2000W/m^2$, $h_f/L=0.1$ 일 때 $X=0.2$ 에서 채널간격비 변화에 따른 $Y-Z$ 평면상에서 채널내부의 측정된 θ 값을 곡선접합하여 나타낸 그림이다. $\theta=0.1$ 의 등온선은 볼 때 $W/L=0.3$ 인 경우의 분포 범위가 $W/L=0.9, 1.2$ 인 경우 보다 넓

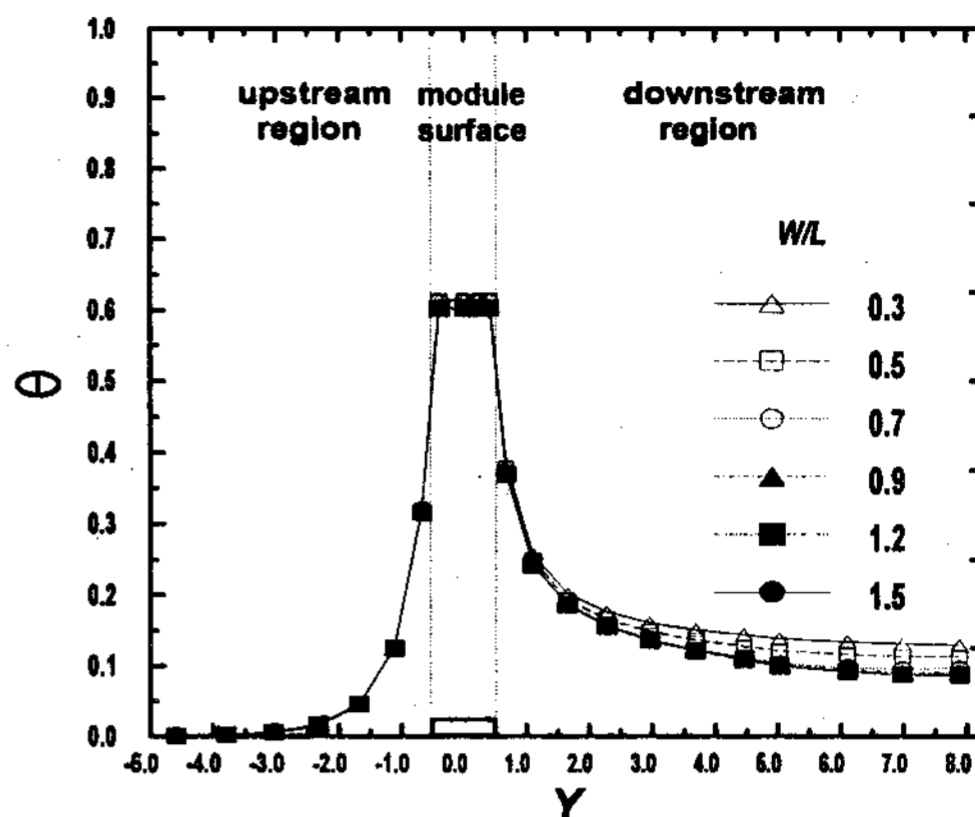


Fig. 10. Non-dimensional temperature distributions of the vertical wall at $X=0.0$, $Z=0.0$ and module surface with various channel ratio(W/L) for $q_t=1800W/m^2$, $h_f/L=0.1$

다. 즉 채널간격이 좁은 경우가 넓을 때 보다 채널내의 온도분포가 크게 나타나고 있으며, 이는 모듈 및 Fig. 10은 q_t 가 $1800W/m^2$, $h_f/L=0.1$ 일 때 $X=0.0$, $Z=0.0$ 인 지점에서 Y 방향에 따라서 수직벽면과 모듈 앞 표면의 θ 값을 채널간격비 변화에 따라 나타낸 그림이다. 채널 간격비는 모듈의 길이(L)은 일정하게 두고 채널폭(W)만을 변화시킨 것이다. 무차원 거리 Y 에 따른 θ 값이 $Y=0.0$ 에서 모듈 하부벽면인 $Y=-0.5$ 까지는 채널간격비에 상관없이 거의 일정한 값으로 증가하다가 모듈의 앞 표면에서 최고값을 나타내며, 모듈 상부벽면인 $Y=1.0$ 부근까지 급격히 감소한 후 서서히 감소하여 일정값에 접근한다. 모듈 상부의 벽면에서는 채널간격비가 커질수록 θ 값이 감소한다. 또한 채널간격비의 증가에 따른 θ 값의 감소율은 채널간격이 증가할수록 점차 작아져 $W/L=0.9$ 이상에서는 거의 변화가 없다. 이는 채널 폭이 증가할수록 채널내로 유입되는 유량이 증가하여 냉각효과가 증가하다가 점차 그 증가폭이 줄어들어 결국 상대벽면이 없는 경우의 냉각특성과 동일하게 되기 때문이다. 이는 $W/L=0.9$ 이상의 채널 폭 증가는 냉각효과의 증대에 큰 영

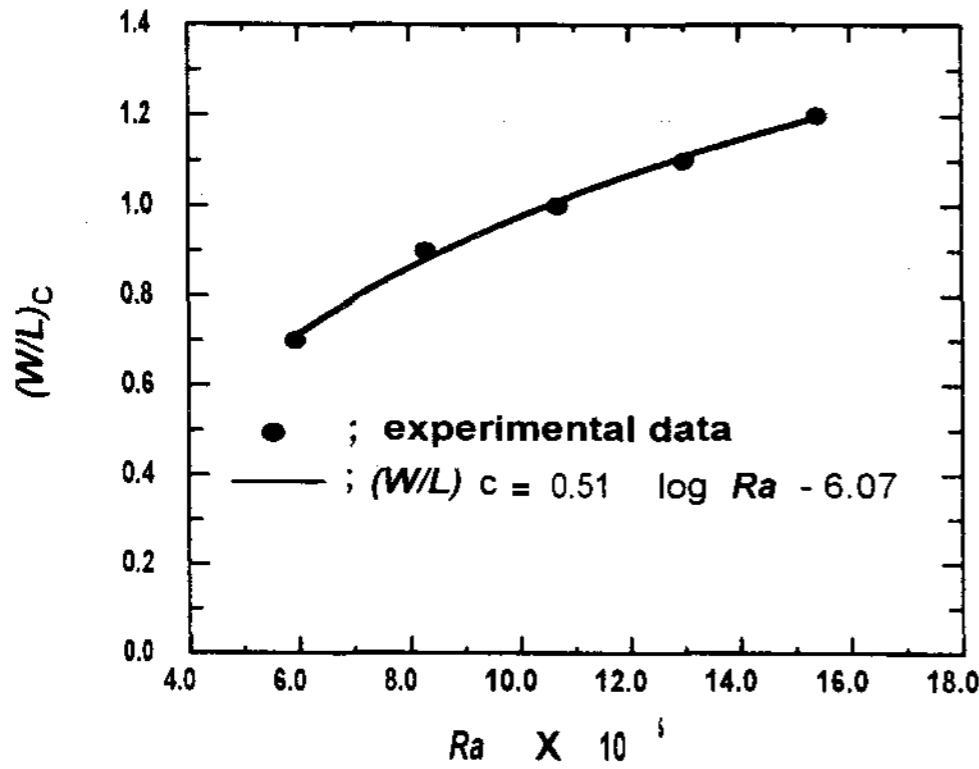


Fig. 11. Critical values of W/L with varying of Rayleigh numbers

향을 미치지 못함을 의미한다.

Fig. 11은 레일리수(Ra)의 변화에 따른 임계 채널간격비를 나타낸 그림이다.

수직벽면의 온도 상승 요인이 된다. 채널간격비의 임계값은 상대벽면이 없을 때의 모듈 평균 온도의 99%이내의 범위에 포함되는 값을 기준으로 선정하였다. 레일리수(Ra)가 증가할수록 임계 채널간격비가 커진다. 이는 레일리수가 증가할수록 대류열전달이 활발해지고 유입되는 공기의 유량이 증가되기 때문이다.

임계 채널간격비를 레일리수(Ra)의 함수로 나타내기 위하여 실험에서 얻어진 데이터로써 식 (12)을 구하였다.

$$\left(\frac{W}{L}\right)_c = 0.51 \log Ra - 6.07 \quad (12)$$

Fig. 12는 q_t 가 $2200W/m^2$ 이고 모듈의 돌출길이가 h/L 0.1, 0.2, 0.3 일 때 채널간격비 변화에 따른 모듈 앞 표면상에서 θ_{max} 을 나타낸 그림이다.

W/L 은 모듈의 길이(L)은 일정하게 두고 채널 폭(W)만을 변화시킨 것이다.

θ_{max} 는 채널간격비 $W/L < 1.0$ 에서는 모듈의 돌출길이가 클 때 높게 나타난 반면, $W/L > 1.0$ 의 경우는 반대의 성향이다.

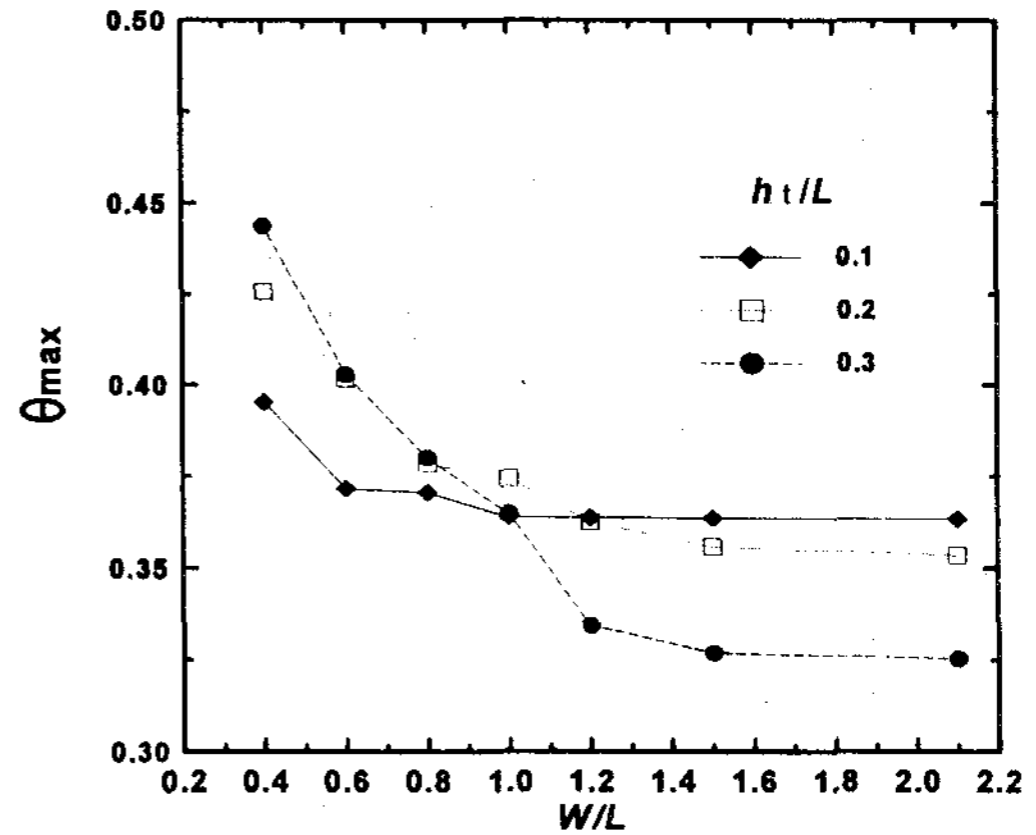


Fig. 12. Maximum temperature of module surface affected by protruding ratio(h/L) with varying channel ratio(W/L) at $q_t=2200W/m^2$

이는 $W/L < 1.0$ 의 경우 모듈 두께비가 클 때 모듈 앞 표면으로부터 상대벽면과의 거리가 상대적으로 작아져 상대벽면에 의한 영향이 커지기 때문이다. 반면 $W/L > 1.0$ 의 영역에서는 채널간격이 커짐에 따라 상대벽면의 영향이 줄어들고, 모듈의 돌출길이가 큰 경우 수직벽면(기판)으로의 전도열량이 작아지기 때문이다.

모듈의 돌출길이가 0.1, 0.2, 0.3일 때 수직벽면으로 전도되는 열량은 $W/L=1.2$ 일 때 총 발열량의 24%, 17%, 15%정도였다. 따라서 모듈의 돌출길이가 큰 경우 수직벽면으로의 전도되는 열량의 감소와 더불어 모듈 표면과 수직벽면 사이의 거리가 멀기 때문에 수직벽면으로부터 가열되어 대류되는 공기의 영향을 적게 받게 된다.

결국 채널간격이 좁은 경우 θ_{max} 는 상대벽면의 영향이 지배적으로 작용하고, 채널간격이 넓은 경우 모듈의 돌출길이가 클수록 수직벽면으로 전도되는 양이 줄어들고 상대적으로 많은 열량이 모듈에서 대류 열전달에 의하여 발열되기 때문에 모듈의 최대온도는 증가한다.

Fig. 13은 수정 채널 레일리수(Ra)의 변화에 따른 평균 누셀트수의 분포를 나타낸 그림이다.

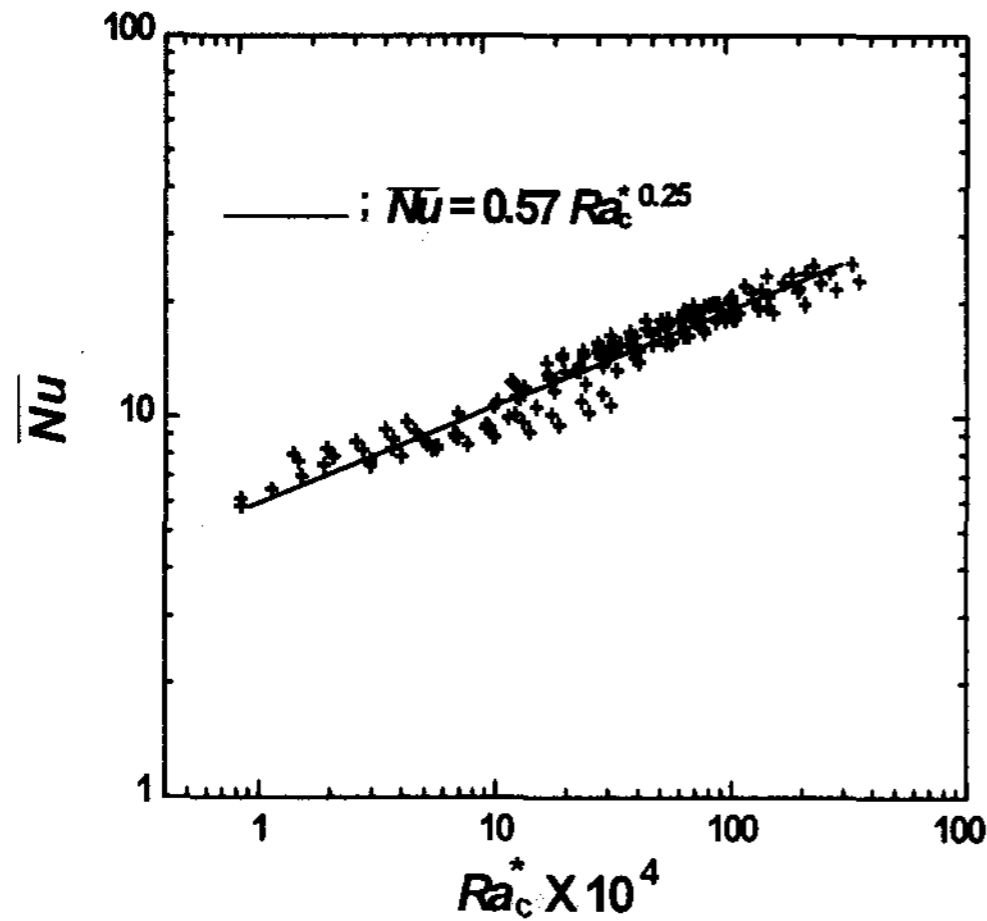


Fig. 13. Relationship between mean Nusselt number and modified channel Rayleigh number

모듈의 돌출길이 및 채널간격의 영향에 따른 평균 누셀트수의 분포를 조사하기 위하여 모듈의 돌출길이비 및 채널간격비가 고려된 새로운 파라미터인 수정 채널 레일리수(Ra_c^*)를 정의하고 Ra_c^* 에 따른 평균 누셀트수를 나타내었다.

평균 누셀트수를 예측할 수 있는 하나의 상관식을 구하기 위하여 실험치를 최소자승법을 이용하여 하나의 직선으로 나타낸 결과, 식 (13)와 같은 상관식을 구하였다.

$$Nu = 0.57 Ra_c^{*0.25} \quad (13)$$

실험적으로 측정하여 계산된 평균 누셀트수와 상관식 (13)에 의하여 구한 결과와의 최대편차는 25.65% 이내이다. 또한 최소자승법으로 구한 위식의 최대 표준편차는 2.6%이다.

5. 결론

수직 평행채널내에 부착된 단일 모듈에 의하여

야기되는 3차원 자연대류 열전달특성을 구명하기 위하여 레일리수, 채널간격 및 모듈의 돌출길이의 변화에 따른 온도측정, 유동가시화를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 모듈 하부의 모서리 부근에서 열전달이 가장 활발히 일어나고, 모듈 상부에서의 재순환영역은 열전달을 감소시킨다.
2. 임계 채널간격비를 예측할 수 있는 상관식을 다음과 같이 구하였다.

$$\left(\frac{W}{L}\right)_c = 0.51 \log Ra - 6.07$$

3. 채널간격이 좁은 경우 θ_{max} 는 상대벽면의 영향이 지배적으로 작용하고, 채널간격이 넓은 경우 모듈의 돌출길이비가 클수록 모듈의 최대온도는 증가한다.
4. $8.28 \times 10^3 < Ra_c^* < 3.48 \times 10^6$ 의 범위에서 대류열전달을 예측할 수 있는 식은 다음과 같다.

$$\overline{Nu} = 0.57 Ra_c^{*0.25}$$

참고 문헌

1. 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.
2. 최용문, 박경암, 1993, "장방형 발열체가 부착된 채널에서 자연대류 연구," 대한기계학회 논문집, 제17권 제2호, pp.438~444.
3. Sushil, H. and Bhavnani, A., Bergles, E., 1990, "Effect of Surface Geometry and

- Orientation on Laminar Natural Convection Heat Transfer from a Vertical Flat Plate with Transverse Roughness Elements," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 33, No. 5, pp.965~981.
4. 유갑종, 추홍록, 최병철, 김병하, 1997, "상부가 개방된 수직 캐비티내에 장착된 불연속 균일 발열체의 자연대류 냉각," 대한기계학회논문집, 제21권 제1호, pp.1~14.
 5. 유갑종, 추홍록, 최병철, 1997, "상부가 개방된 수직 캐비티내의 한쪽면에 배열된 다양한 발열조건을 갖는 발열체의 최적배열," 대한기계학회논문집, 제21권 제1호, pp.15~23.
 6. Afrid, M. and Zebib, A., 1991, "Three-Dimensional Laminar and Turbulent Natural Convection Cooling of Heated Blocks," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 19, pp.405~424.
 7. Wroblewski, D. E. and Joshi, Y., 1994, "Liquid Immersion Cooling of a Substrate - Mounted Protrusion in a Three-Dimensional-Enclosure : The Effects of Geometry and Boundary Conditions," *J. of Heat Transfer*, Vol. 116, pp.112~119.
 8. Gebhart, B., Jaluria, Y., Mahajan, R. L. and Sammakia, B., 1980, "Buoyancy - Induced Flows and Transport," *Hemisphere, New York*.
 9. Kang, B. H. and Jaluria, Y., 1990, "Natural Convection Heat Transfer Characteristics of a Protruding Thermal Source Located on Horizontal and Vertical Surfaces," *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 33, No. 6, pp.1347~1357.