

<논 문>

상부가 개방된 수직 캐비티내에 장착된 불연속 균일 발열체의 자연대류 냉각

유갑종* · 추홍록** · 최병철*** · 김병하****

(1995년 2월 11일 접수)

Natural Convection Cooling of Discrete Heaters with Same Heat Generation in a Vertical Open Top Cavity

Kap-Jong Riu, Hong-Lok Choo, Byung-Cheol Choi and Byung-Ha Kim

Key Words : Natural Convection Cooling(자연대류 냉각), Maximum Temperature Difference(최대온도차), Aspect Ratio(중횡비), Discrete Heater(불연속 발열체)

Abstract

Natural convection cooling of discrete heaters located in a two-dimensional vertical open top cavity is investigated experimentally. The five discrete heaters with same heat generation are located on one wall of the cavity. The heaters are arranged in two configurations ; flush-mounted on a vertical wall and protruding from the wall about 4.5mm. The materials used for the vertical walls are copper and epoxy-resin, and air is used as the cooling fluid. The temperature and flow fields in the cavity were visualized by means of Mach-Zehnder interferometer and smoke-method. Also, local temperature measurements are made along the vertical wall. Results are obtained for cavity aspect ratios of 4.6, 7.5 and 9.5 and modified Rayleigh numbers ranging from 10^3 to 10^6 . Results indicate that the cooling efficiency for the copper wall is superior to that of the epoxy-resin. For the epoxy-resin wall, the protrusion of the heaters plays a role in decreasing the heat transfer performance. The location of maximum temperature is significantly influenced by the wall materials and heater configurations. Correlations relating the Nusselt number to the modified Rayleigh number are proposed.

기 호 설 명

A_R : 캐비티 중횡비, H/W

g : 중력 가속도, m/s^2

H : 캐비티 높이, m

\bar{h} : 평균 열전달계수, W/m^2K

K_f : 공기의 열전도율

\bar{Nu} : 평균 Nusselt수

Q_e : 한개 발열체당 공급되는 열량, W

Q_t : 총 공급열량, W

Q_L : 주위벽으로의 전도 열손실량, W

Q_r : 복사 열손실량, W

Ra^* : 수정 Rayleigh수, Ra/A_R

T : 온도, $^{\circ}C$

W : 캐비티 폭, m

y : 캐비티의 하단에서부터 발열체 중심까지의 국소거리, m

*회원, 경북대학교 공과대학 기계공학과

**대구보건전문대 산업안전과

***경북대학교 대학원 기계공학과

****경북산업대학교 기계설계과

그리스문자

- β : 체적팽창계수, 1/K
 ε : 방사율
 ν : 동점성계수, m²/s
 σ : Stefan-Boltzmann 상수, W/m²K⁴

하첨자

- h : 가열면
 max : 최대값
 w : 수직벽면
 ∞ : 주위공기

1. 서 론

최근 첨단 전자산업에 있어서의 혁신적인 기술개발로 인하여 전자장비에 사용되는 핵심적인 전자부품들이 과거와는 달리 소형화, 경량화, 고출력화되고 있다. 또한 전자부품들의 작동환경의 범위가 매우 다양하여 작동조건이 더욱 가혹화되고 있다. 이러한 시점에서 전자부품의 적절한 냉각특성을 조사하여 열적상황을 예측하는 것은 전자장비의 수명시간 연장과 신뢰성 향상에 매우 중요하다.

Nelson 등⁽¹⁾의 연구에 의하면 단일 전자소자의 경우 최대작동온도를 기준으로 10°C 정도 온도가 감소함에 따라 신뢰성의 50% 정도가 향상될 수 있다고 하였다. 지금까지 시스템을 열적으로 안정되게 하기 위한 냉각방식중 공기를 이용한 자연대류 냉각방식은 전자파로부터의 안정성, 장비의 소형화 및 경량화, 경제성 등으로 인하여 전자통신기기, 항공우주 및 군사용 전자기기 등에 많이 이용되고 있다. 이러한 배경에서 지금까지 전자부품의 냉각 성능 특성에 관련하여 자연대류 열전달특성을 구명한 많은 연구결과들이 발표된 바 있다.

2차원 채널에서의 자연대류 냉각에 대한 연구로서 Aung 등⁽²⁾은 공기중에서 비대칭으로 가열되는 두 수직벽면 사이에서의 층류 자연대류 열전달특성을 실험 및 수치해석적으로 연구하였다. Wirtz와 Stutzman⁽³⁾은 대칭적으로 균일 열유속을 갖는 평행한 수직평판 사이에서 공기에 의한 자연대류 열전달을 실험적으로 연구하여 Rayleigh수와 Nusselt수와의 상관식을 구하였다. 상기의 연구들은

채널의 열적조건이 채널을 구성하는 벽면 자체가 등은 및 균일 열유속인 경우이다. 그러나 실제로 에너지의 생성은 결국 부품자체의 표면에서부터 발생된다. 즉, 실제 전자부품의 실질적인 모델로는 기관에 전자소자와 유사한 작은 사각형태의 불연속 발열체가 장착된 경우이다. 이에 관련된 연구는 Joshi,⁽⁴⁾ 박경암⁽⁵⁾ 이재현⁽⁶⁾ 등에 의해 수행되었다. 그러나 상기의 연구들에서는 발열체가 장착된 벽면의 열적인 조건이 대부분 단일인 이상적인 경계조건만을 적용하여 수직벽면으로의 전도효과가 자연대류 열전달특성에 미치는 영향에 대해서는 고려하지 않았다. 시스템을 구성하는 벽면이 유한한 두께의 일정 열전도율을 갖는 벽면으로 구성된 경우와 관련한 연구로서 Zinnes,⁽⁷⁾ Aung 등⁽⁸⁾의 연구가 수행된 바 있다.

지금까지 수행된 많은 연구들은 발열체가 장착된 벽면의 기하학적 구조가 수평, 수직채널 및 사각 밀폐공간인 경우에 관한 것이 대부분이다. 그러나 가혹한 환경조건에서 작동될 수 있도록 요구되는 항공우주 및 군사용 전자장비에 있어서 상부만이 개방된 캐비티의 구조를 갖는 경우가 흔히 있다. 이와 같이 상이한 구조를 갖는 경우에는 지금까지 연구되어온 기하학적 형태와는 다른 유동 및 열전달특성이 예상됨에도 불구하고 1990년 Davis와 Behnia⁽⁹⁾의 연구를 제외하고는 매우 미흡하다. 그들은 공기중에서 상부만이 개방된 일정 열전도율을 갖는 수직 슬롯내에서의 자연대류 냉각특성에 대해서 수치해석하였다. 그러나 상기의 연구는 종횡비 5, 수직벽면의 열전도율비 $K^*=1000$, 수정 Rayleigh수 $Ra^*=10^4, 10^5, 10^6$ 의 범위에서 수직벽면에 단일발열체가 장착된 경우에만 수행되었다. 결국 냉각효과에 영향을 미칠 수 있는 여러 가지 물리적, 기하학적 특성에 따른 다양한 결과들을 제시하지 못하였다. 또한 대부분의 전자장비에서 사용되는 기관에는 다수의 전자소자들이 다양한 형태로 장착되어 있다. 결국 다수의 불연속 발열체들이 장착된 상부만이 개방된 수직 캐비티내에서의 냉각특성을 다양한 범위에서 고찰할 필요가 있다.

따라서 본 연구에서는 상부만이 개방된 2차원 수직 캐비티내에 균일 가열조건의 불연속 발열체들이 한 쪽 수직벽면에 배열된 경우에 벽면의 열전도율, 발열체의 돌출된 형상, 캐비티 종횡비 및 공급열량의 변화가 정상상태 자연대류 냉각특성에 미치는 영향을 실험적으로 조사하였다. 냉각특성의 파악은

전도 및 복사효과가 포함된 수직 가열벽면의 온도 분포로서 제시하였고, 또한 순수 대류만에 의한 열 전달특성을 조사하기 위하여 캐비티의 밀면 및 측면으로의 전도열량과 가열면의 복사열량을 손실열량으로 간주하여 평균 Nusselt수와 수정 Rayleigh 수와의 상관식을 구하였다. 이를 위하여 본 연구에서는 Mach-Zehnder 간섭계와 smoke-method를 이용하여 온도장 및 유동장을 가시화하고, 열전대를 이용하여 수직벽면의 온도분포를 측정하였다.

2. 실험

2.1 실험 장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치들의 배열을 개략적으로 나타낸 그림이다.

실험부 ①은 상부만이 개방된 수직 캐비티를 표시한다(Fig. 2참조). 캐비티 외부에는 아크릴로 제작된 외벽을 설치하였다. 데이터 처리장치 ②에서는 앞쪽벽의 내면의 온도를 측정하기 위하여 측정부에서 외부로 유도된 열전대를 워크스테이션에 의해 제어되는 데이터 처리장치에 연결하였다. 전원 공급장치 ③에서는 자동전압조정기에 연결된 5개의

직류전원 공급장치를 이용하여 실험조건에 맞는 전압을 적절히 변화시켜 발열체에 공급되도록하였다. 이때 공급되는 전압 및 전류는 디지털 멀티미터로써 측정하였다.

Fig. 2는 상부만이 개방된 수직 캐비티의 상세도로서 (a)는 발열체면과 수직벽면이 일치된 동일평면형태, (b)는 발열체면이 수직벽면에서 4.5mm 튀어나온 돌출형태이다.

캐비티를 구성하는 앞쪽벽 ①과 뒤쪽벽 ②, 즉 수직벽면 ①과 ②는 전자장비내에 설치된 기판을 모사한 것으로 일반적인 재질로 많이 사용되고 있는 구리 혹은 에폭시레진의 두 종류의 재질을 각각 개별적인 실험에 사용하였다. 수직벽면의 기하학적 형상은 높이 180mm, 두께 15mm, 폭 163.5mm로 하였다. 여기서 폭의 크기는 캐비티내에서의 2차원 자유유동을 가능하게 하고, 간섭계에 의한 온도장의 가시화에 적합한 최적의 길이로 선택한 것이다. 앞쪽벽의 내면은 6개의 비가열면과 5개의 가열면으로 구성되어 있다. 발열체를 5개로 한정된 것은 다수의 발열체가 장착된 수직벽면에서의 열전달특성에 관한 Ortega와 Moffat⁽¹⁰⁾의 연구결과에서 5열 이후의 발열체에 의한 열전달특성이 거의 동일하게

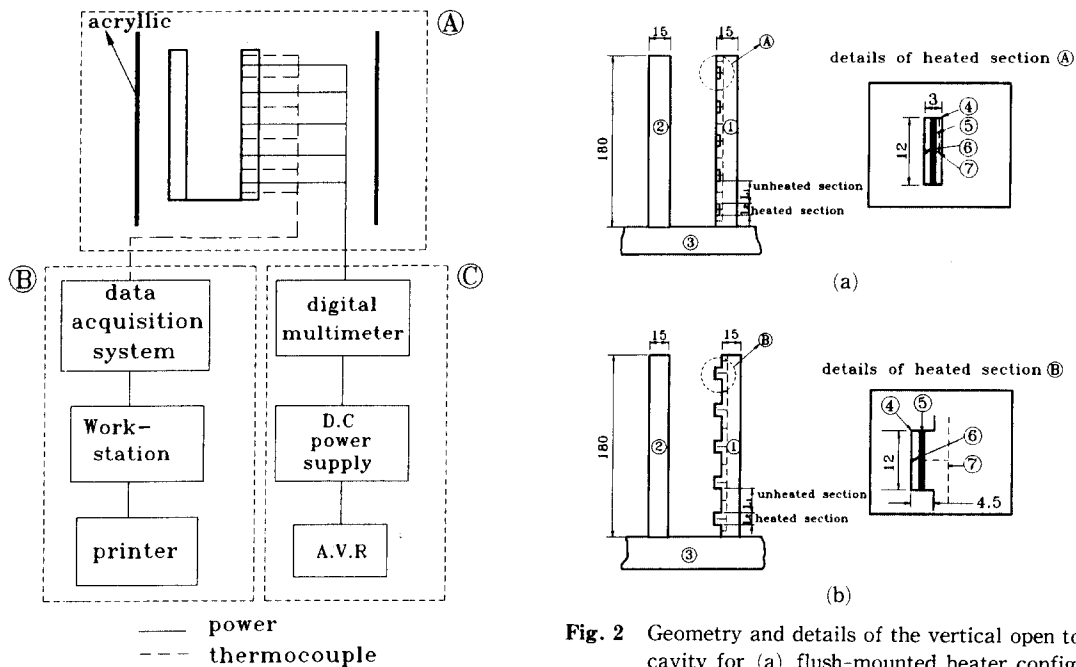


Fig. 1 Block diagram of overall experimental apparatus

Fig. 2 Geometry and details of the vertical open top cavity for (a) flush-mounted heater configuration, (b) protruding heater configuration (unit ; mm)

나타났기 때문이다. 또한 발열체가 장착된 앞쪽벽의 내면에서 가열면 높이(L_2)와 가열면 사이의 비가열면 길이(L_1)의 비(L_1/L_2)는 2로 하였다. 이는 Jaluria 등⁽¹¹⁾의 연구에서 $L_1/L_2=2$ 이상에서는 상·하부에 위치한 발열체간의 열적 상호간섭이 무시할 수 있을 정도로 작다는 결과를 근거로 한 것이다. 수직벽면을 지지하고 외부유동을 막기 위한 캐비티의 밀면 ③과 양측면(그림에서는 표시되지 않고 있음)은 주위로의 열손실을 최소화하고 가시화를 가능하게 하기 위하여 두께 15mm의 투명한 아크릴로 제작하였다. 또한 캐비티의 벽의 외면은 외부공기와의 열전달을 차단하기 위하여 두께 20mm의 코르크판과 스티로폼을 사용하여 이중으로 단열시켰다. 단열조건에 대한 확인은 단열재에 일정간격으로 장착한 열전대로 확인하였다.

가열부에 대한 상세도 ㉔에서 가열면을 구성하는 발열체는 전자소자를 모사한 것으로 두께 3mm, 폭 12mm, 길이 163.5mm로 하였다. 발열체는 표면의 발열을 균일하게 하기 위하여 두께 3mm의 동판 ④에 깊이 2mm의 직사각형의 자리면을 가공한 다음, 두께 0.5mm, 저항 22.1 Ω 의 서모포일 가열기(thermofoil heater, 10mm \times 155mm) ⑤를 장착한 후 두께 1.5mm의 동판으로 된 박판을 충분히 압착시켜 제작하였다. 이때 서모포일 가열기와 동판면과의 열접촉저항을 없애기 위하여 면 사이에 MgO를 얇게 충전하였다.

그리고 총 23개의 T형 열전대(지름 0.25mm) ⑥으로써 각부의 온도를 측정하였다. 열전대는 발열체 표면온도를 측정하기 위하여 발열체 전면 중심의 표면에서 0.3mm되는 깊이에 각각 1개, 비가열면의 온도를 측정하기 위하여 비가열면 중심 표면에서 0.3mm되는 깊이에 각각 1개씩의 열전대를 홈(groove)을 통해 장착하였다. ⑦은 홈의 위치를 표시한 것이다. 또한 캐비티의 밀면과 측면을 통한 전도에 의한 열손실을 측정하기 위하여 밀면과 양측면에 등간격으로 각각 6개의 열전대를 장착하였다.

Fig. 2(b)의 돌출형태의 경우 가열부에 대한 상세도 ㉔에서 가열면이 수직벽면에서 4.5mm 돌출된 형태를 제외하고는 캐비티의 크기, 발열체의 구성 및 열전대 위치 등이 동일평면형태일 때와 동일하다.

2.2 실험 데이터의 계산

작동유체로 사용한 공기의 물성치는 식 (1)로 표

현되는 막온도에서의 값들을 사용하였다.⁽¹²⁾

$$T_f = \frac{\bar{T}_w + T_\infty}{2} \quad (1)$$

여기서 \bar{T}_w 는 발열체가 장착된 앞쪽벽의 내면의 평균온도이다. 이는 열전대로 측정된 값의 평균치로 산정하였다. T_∞ 는 캐비티내로 유입되는 캐비티상부입구에서의 주위공기온도이다.

본 실험에서는 캐비티를 구성하는 벽면 중에서 발열체가 장착된 앞쪽벽의 외면조건을 단열조건으로 하였기 때문에 발열체로부터 앞쪽벽 내부로 전도된 열량은 결국 앞쪽벽 내면중의 비가열면을 통하여 주위공기로 전열된다. 가열면 및 비가열면을 포함하는 앞쪽벽의 내면으로부터 주위공기로 전달되는 정미 열전달량 q_c 는 에너지 평형방정식인 식 (2)로 계산하였다.

$$q_c = (Q_t - Q_r - Q_L) / A_p \quad (2)$$

Q_t 는 발열체 5개에 가해지는 총 공급열량, Q_r 는 가열면으로부터의 복사에 의한 손실열량, Q_L 는 캐비티의 밀면과 양측면으로 전도되는 손실열량, A_p 는 앞쪽벽의 내부 표면적이다. 본 연구에서 전기적 배선에 있어서의 손실열량과 열전대를 통한 손실열량은 무시하였다.

식 (2)에서 가열면으로부터 복사에 의한 손실열량 Q_r 는 식 (3)으로 계산하였다.^(5,13)

$$Q_r = \sigma \epsilon A_h (T_w^4 - T_\infty^4) \quad (3)$$

ϵ 은 구리의 방사율로 0.15, σ 는 Stefan-Boltzmann 상수로 $0.56697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$, A_h 는 발열체의 한쪽 표면적으로 0.00186 m^2 이다. 본 연구에서 복사 열손실량은 공급열량에 따라 약간 차이가 나며 공급된 열량의 2.8%에서부터 4.8%까지 변화하였다.

캐비티 밀면과 양측면으로 전도되는 손실열량 Q_L 는 앞쪽벽과 캐비티의 밀면 및 측면의 경계에서의 온도를 열전대로 측정하여 계산하였다. 그리고 Q_L 의 값은 발열체로의 공급열량이 최소인 0.1W일 때 공급열량의 25%에서부터 최대인 5.0W일 때 10%까지 변화하였다.

식 (2)에서 계산된 대류열전달량을 이용하여 평균 열전달계수를 식 (4)로 계산하였다.

$$\bar{h} = \frac{q_c}{(T_w - T_\infty)} \quad (4)$$

식 (4)에서 $(T_w - T_\infty)$ 의 값은 5개의 가열면 및 6

개의 비가열면 온도(T_w)와 주위공기 온도(T_∞)와의 차를 각각 계산하여 평균한 값이다.

실험에서 구한 데이터를 이용하여 구한 Rayleigh수, 수정 Rayleigh수 및 평균 Nusselt는 앞쪽벽과 뒤쪽벽 사이의 폭 W 를 특성길이로 하여 식 (5), (6) 및 (7)로 계산하였다.

$$Ra = \frac{g\beta q_c W^4}{K_f \nu^2} Pr \quad (5)$$

$$Ra^* = \frac{Ra}{A_R} \quad (6)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}W}{K_f} \quad (7)$$

식 (5)에서 K_f 는 공기의 열전도율이고, 식 (6)에서 A_R 는 캐비티의 높이(H)와 앞쪽벽과 뒤쪽벽 사이의 폭(W)과의 비, 즉 종횡비이다.

간섭무늬의 등온선 해석은 Gladstone-Dale의 방정식⁽¹⁴⁾인 식 (8)로 계산하였다.

$$\frac{T}{T_\infty} = \frac{1}{1-C S_1}, \quad C = \frac{2\lambda R T_\infty}{3 dr P} \quad (8)$$

식 (8)에서 d 는 z 방향의 실험부 길이, r 는 비굴절률, λ 는 He-Ne 레이저 광선의 파장, P 는 대기압 (1atm), R 은 일반기체상수, S_1 는 이상간섭차수를 각각 나타낸다.

측정광속의 굴절에 대한 보정은 식 (9)로 계산하였다.

$$S_1 = S + \Delta S_1, \quad \Delta S_1 = \frac{\lambda d n_\infty}{12 b^2} \quad (9)$$

식 (9)에서 S 는 간섭무늬의 간섭차수, n_∞ 는 공기의 굴절률, b 는 프린지간의 간격을 각각 나타낸다.

2.3 실험 방법

실험전에 발열체 전후면에 각각 3개씩의 열전대를 일정간격으로 장착하여 발열체에서의 균일 열생성을 확인하기 위한 예비실험을 수행하였다. 그 결과 각 부분의 온도차는 최대 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 이내로 나타났다. 모든 실험장치의 전원을 연결하고 실험부를 수평 받침대를 이용하여 정확히 수직이 유지되도록 한 후 각각의 발열체에 실험조건에 맞는 전압을 공급한다. 본 실험에서는 시간 당 온도변화가 $\pm 0.3^\circ\text{C}$ 이내일 때를 정상상태에 도달하는 기준으로 정하였다. 온도가 정상상태에 도달한 후 30초 간격으로 10회 온도측정을 하였다. 모든 자료를 기록한 후 Mach-Zehnder 간섭계 및 smoke-method

를 이용하여 캐비티내의 온도장 및 유동장을 가시화하였다.

간섭계에 사용된 거울의 유효직경은 200mm이고, 광원으로는 30mW의 He-Ne 레이저($\lambda = 6328 \text{ \AA}$)를 사용하였다. 간섭계의 모든 요소들은 빔스플리터 (beam splitter)의 각도를 45° 로 유지하여 중심이 일치되도록 하였다. 실험부를 통과한 간섭광은 135mm 카메라를 이용하여 촬영하였다. 유동장 가시화 실험에서 사용된 유동입자는 담배연기이고, 캐비티의 상부에 연기발생기를 설치하여 연기가 공기유동에 따라 자연스럽게 캐비티내로 유입될 수 있도록하였다. 또한 He-Ne 레이저 광원을 두께 2mm의 평면형 수직광원으로 만들기 위하여 삼각 프리즘과 원기둥형 렌즈를 이용하였다.

2.4 데이터의 불확실도에 대한 해석

실험 데이터에 대한 불확실도에 대한 해석은 자료의 처리과정과 실험의 가치성을 부여하게 된다. 본 연구에서는 Moffat⁽¹⁵⁾에 의해 제시된 방법을 이용하여 해석하였다.

본 실험에서 열전대에 의해 측정된 온도의 정확도는 0.1°C , 각각의 발열체에 가해지는 전압 및 저항에 대한 불확실도는 전압의 경우 1%, 저항의 경우에는 0.06%, 길이의 측정에 대해서는 0.25mm 정도로 나타났다. 상기와 같이 기본적으로 측정된 파라미터들의 불확실도로부터 계산된 Nusselt수 및 수정 Rayleigh수의 불확실도는 각각 3.49% 및 3.55% 정도이다.

3. 결과 및 고찰

본 실험에서는 공기를 주위유체로 사용하였고, 각각의 발열체에 대한 공급열량 Q_e 의 범위는 0.1 W~5.0W까지이다. 여기서 $Q_e = 5.0\text{W}$ 는 예비실험 결과로 확인한 가열면의 온도가 100°C 를 초과하지 않는 공급열량이다. 수직벽의 재질로 사용된 구리 및 에폭시레진의 열전도율은 각각 398W/mK 와 0.6W/mK 이다. 캐비티의 종횡비($A_R = H/W$)는 캐비티의 높이 H 를 180mm로 일정하게 하고 폭 W 를 19mm, 24mm, 39mm로 각각 변화시켜 $A_R = 4.6, 7.5, 9.5$ 로 정하였다. 이상의 범위에 대해서 적용되는 수정 Rayleigh수, Ra^* 의 범위는 $1.0 \times 10^3 \sim 1.0 \times 10^6$ 이다.

일반적으로 전자장비의 냉각에 관련한 열적설계

의 목적은 소자의 온도를 작동가능 범위내에서 가능한 낮게 유지되도록 하는 것이다. 결국 열적설계자의 관점에서 발열체가 장착된 벽면의 최대온도 및 평균온도가 매우 중요하다. 따라서 본 연구에서는 발열체의 냉각특성을 전도 및 복사효과를 포함하는 앞쪽벽의 가열면 및 비가열면온도와 주위공기온도와의 국소온도차 ($T_w - T_\infty$), 앞쪽벽의 가열면온도와 주위공기온도와의 차를 각각 구하여 얻은 평균온도차 ($\overline{T_{h,w}} - T_\infty$) 및 최대온도차 ΔT_{\max} ($= (T_{h,w} - T_\infty)_{\max}$)로 제시하였다. 또한 수직 캐비티내에서의 순수대류만에 의한 열전달특성을 조사하기 위하여 평균 Nusselt수와 수정 Rayleigh수의 상관식을 구하여 기존의 결과들과 비교하였다. 이때 캐비티의 밑면과 양측면으로의 전도열량 및 가열면의 복사열량은 손실열량으로 간주하였다.

3.1 벽면의 열전도율과 발열체의 돌출된 형상이 유동장, 온도장 및 벽면의 온도분포에 미치는 영향

Fig. 3은 캐비티내 유동의 정성적 성향을 고찰하

기 위하여 중횡비 $A_R=4.6$ 이고, 발열체 1개에 공급되는 열량 $Q_e=1.0W$ 즉, 총공급열량 $Q_t=5.0W$ 일 때 유동장을 가시화한 사진이다. 여기서 선택된 중횡비 및 공급열량은 예비실험 결과 가시화에 가장 적절한 조건에 해당되는 대표적인 값이다. 사진에서 우측 수직면은 5개의 발열체가 장착된 앞쪽벽면, 좌측면은 우측벽면과 동일재질로 된 상대 뒤쪽벽면이다. 각각의 유동가시화 사진에서 벽면의 열전도율의 특성을 나타내는 앞, 뒤쪽 벽면의 재질이 사진 (a), (b)에서는 구리이고 사진 (c), (d)에서는 에폭시레진이다. 또한 발열체 돌출형상의 특성을 나타내는 발열체형태가 사진 (a), (c)에서는 동일평면형태이고 사진 (b), (d)에서는 돌출형태이다.

벽면의 재질이 구리이고 발열체형태가 동일평면형태인 Fig. 3(a)에서는 주위공기가 캐비티의 좌측 상부로부터 유입되어 벽면을 따라 캐비티 하부까지 하향유동한 후 캐비티 하단에서 발열체가 장착된 우측벽면으로 반전하여 벽면을 따라 상향 유동한다. 또한 $y/H=0.9$ 지점부근에서 재순환유동이

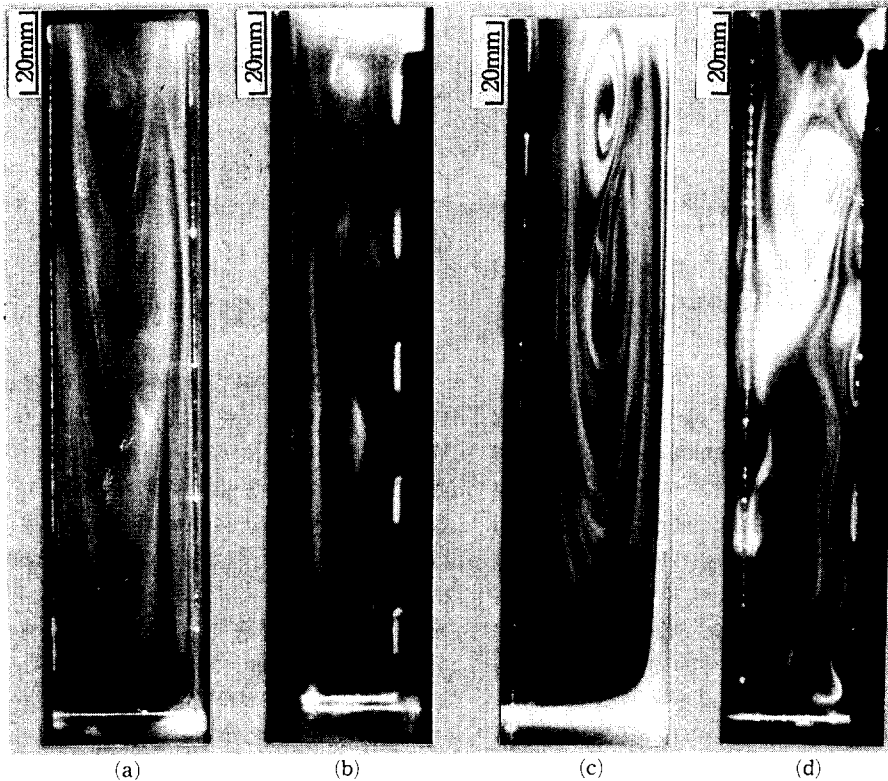


Fig. 3 Representative flow patterns in a cavity with for $A_R=4.6$ and $Q_e=1.0W$

발생하고 있다. 벽면의 재질이 구리이고 돌출형태인 Fig. 3(b)에서는 우측벽면의 돌출형상이 가열되어 상향하는 유동장에 영향을 주고 있으며, $y/H=0.9$ 지점부근에서 재순환유동이 발생되고 있다.

벽면의 재질이 에폭시레진이고 발열체형태가 동일평면형태인 Fig. 3(c)에서는 Fig. 3(a), (b)에서 나타난 재순환유동이 $y/H=0.5$ 및 0.9 지점부근에서 발생한다. 벽면의 재질이 에폭시레진이고 발열체형태가 돌출형태인 Fig. 3(d)에서는 $y/H=0.7$ 지점부근에서 재순환유동이 발생한다. 이러한 재순환하는 2차 유동은 그 형태 및 위치에 있어 다소 차이가 나지만 Keyhani 등⁽¹⁶⁾의 연구에서도 관찰된

바 있다. 이러한 재순환 유동영역에서는 가열면으로부터 공기로의 열전달이 미약해져 냉각효과가 감소될 것으로 예측된다.

상기의 유동형태는 상·하부가 모두 개방된 수직 채널 혹은 단일 수직벽면에서의 유동 즉, 채널이나 벽면의 하부에서 주위유체가 유입되어 발열체가 장착된 수직벽면을 따라 단순 상향하는 유동형태^(8,11)와는 다르다.

Fig. 4는 캐비티의 종횡비 $A_R=9.5$, 공급열량 $Q_e=2.0W$ 일 때 캐비티내의 온도장을 가시화한 간섭계 사진이다. 사진에서 우측면은 5개의 발열체가 장착된 앞쪽벽면, 좌측면은 우측벽면과 동일재질로

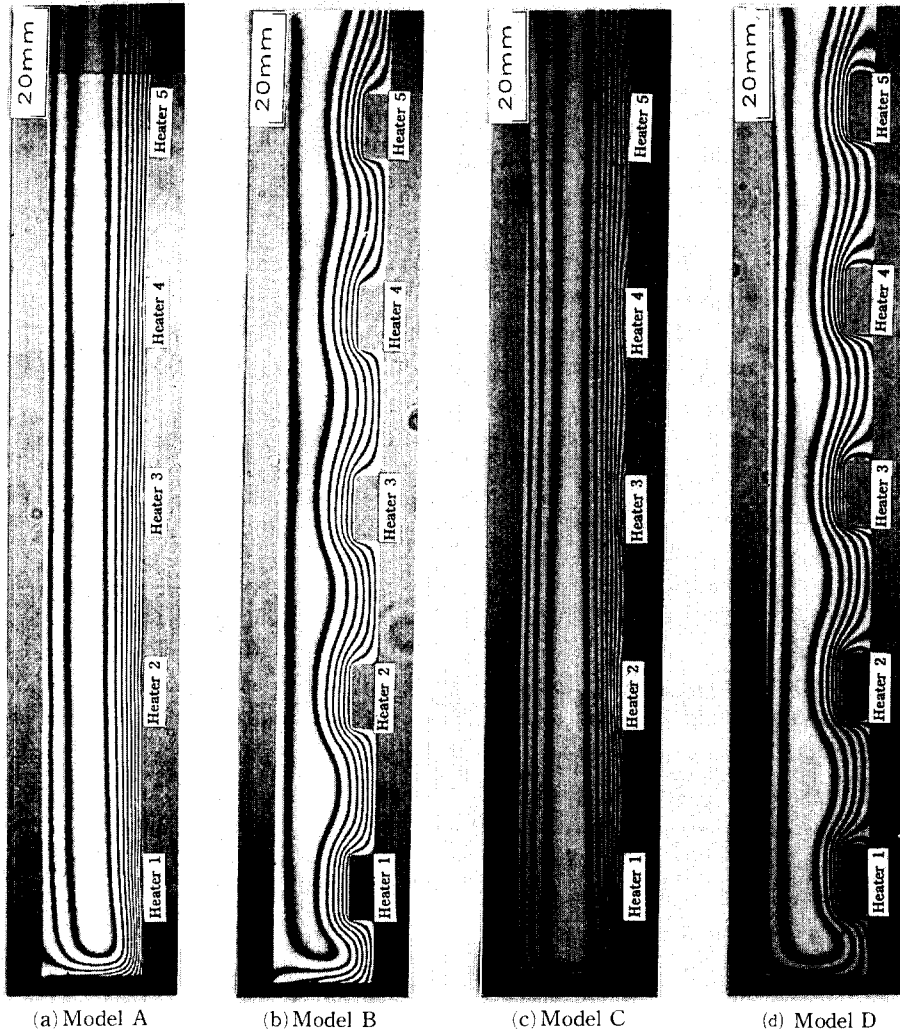


Fig. 4 An infinite fringe interferograms for $A_R=9.5$, $Q_e=2.0W$

된 상대 뒤쪽벽면이다. 각각의 가지화 사진에서 벽면재질이 사진 (a), (b)에서는 구리이고 사진 (c), (d)에서는 에폭시레진이다. 또한 발열체형태가 (a), (c)에서는 동일평면형태이고 사진 (b), (d)에서는 돌출형태이다.

국소온도분포의 성향에 있어서 가열면과 비가열면과의 온도차의 크기가 같은 위치에서는 model A < model B < model C < model D의 순으로 나타난다. 즉, 벽면의 열전도율이 크고 발열체형태가 동일평면형태일 경우에 온도차의 크기가 작다. 이들 성향은 모든 가열면에서 동일하게 나타난다. 이는 벽면의 열전도율이 큰 경우와 발열체형태가 동일평면형태일 경우에 벽면내부로의 전도열전달이 더욱 활발하기 때문이다. 이들 성향은 가열면과 비가열면에 인접한 프린지의 수 및 간격이 각각 다른 Fig. 4 (c)와 (d)에 비해 Fig. 4 (a) 및 (b)에서는 프린지가 수직방향으로 거의 균일하게 분포한 것으로 알 수 있다. 또한 Fig. 4 (a)와 (c)에서 보다 Fig. 4 (b) 및 (d)에서 비가열면에서의 프린지수가 작고 프린지 간격이 더욱 넓은 것으로서 알 수 있다.

최대온도차가 나타나는 위치에 있어서는 model A 및 B에서는 $y/H=0.9$, model C에서는 $y/H=0.5$, model D에서는 $y/H=0.7$ 에서 각각 최대온도차가 나타난다. 이는 최대온도차가 나타나는 위치부근에 발생하는 재순환유동의 영향으로 인해 대류열전달이 미약해지기 때문으로 생각된다. 결국 재순환유동이 가열면에서 일어나는 대류열전달에 부정적인 영향을 미쳐 냉각효과를 저해하는 것으로 판단된다(Fig. 3참조). 이러한 성향은 열경계층 두께가 확대해서 정밀하게 측정하면 최대온도차가 나타나는 위치부근에서 제일 크게 나타나는 것으로서 확인될 수 있었다.

평균온도차의 크기에 있어서 model B < model A < model C < model D의 순으로 나타난다. 즉, 벽면의 재질에 따라서는 열전도율이 큰 구리인 경우에 평균온도차의 크기가 작다. 또한 발열체형태에 따라서는 열전도율이 큰 구리인 경우에는 돌출형태, 열전도율이 작은 에폭시레진인 경우에는 동일평면형태일 때 평균온도차의 크기가 작다. 이러한 결과는 벽면의 열전도율과 발열체형태가 발열체로부터의 열전달에 상호 복합적인 영향을 미치기 때문으로 생각된다. 이때 벽면의 열전도율에 따른 평균온도차의 크기가 돌출형태인 경우에는 model B

가 model D보다 20.5%, 동일평면형태일 때는 model A가 model C보다 4.5% 정도 작게 나타난다. 즉, 평균온도차 크기의 변화가 돌출형태에 비해 동일평면형태일때 더욱 작다.

Fig. 4의 간섭무늬로부터 계산된 온도와 열전대로 측정된 온도와의 차이는 약 10%이었고, 정상적인 성향에는 영향을 미치지 않았다. 이는 온도장의 촬영시 캐비티 전후에 위치한 코르크 벽면의 제거로 인해 나타나는 오차로 생각된다. 발열체의 돌출된 형상이 온도분포에 미치는 영향에 대해서는 Fig. 5의 국소온도차 및 최대온도차의 성향에서 더욱 상세히 고찰된다.

Fig. 5는 중횡비 $A_R=9.5$, 공급열량 $Q_e=1.7W$ 일 때 수직벽면의 무차원거리에 따른 벽면의 국소온도차 및 중횡비 $A_R=7.5$ 일 때 공급열량에 따른

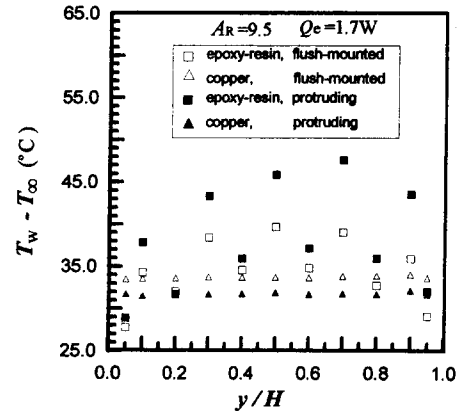


Fig. 5(a) Local temperature difference along the vertical wall for $A_R=9.5$ and $Q_e=1.7W$.

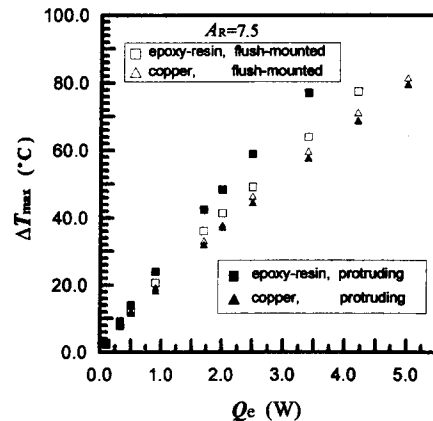


Fig. 5(b) Maximum temperature difference with power inputs per each heater for $A_R=7.5$

최대온도차를 나타낸 그림이다.

Fig. 5(a)에서 에폭시레진벽일 때는 캐비티 하부에서부터 국소온도차가 증가하다가 동일평면형태일 때는 $y/H=0.5$, 돌출형태일 때는 $y/H=0.7$ 에서 최대온도차가 나타난다. 또한 캐비티 상·하부에서는 국소온도차의 크기가 비교적 작다. 이는 캐비티 하부에서는 밀면으로의 전도 열손실이 발생하고 열경계층이 형성되는 전단(leading edge)부근으로서 대류열전달이 활발히 일어나기 때문이고, 캐비티 상부에서는 말단효과(end effect)와 상부에서 유입되는 찬 공기의 영향을 많이 받기 때문으로 생각된다. 이러한 성향으로서 발열체들의 발열량이 불균일할 경우 고발열량의 발열체를 캐비티의 상·하부에 각각 위치시키는 것이 효과적일 것으로 예측된다. 상기의 성향은 일반적으로 상·하부가 모두 개방된 채널에서 가열면온도가 상부로 갈수록 증가하는 성향과는 다른 특성이다. 온도차의 크기는 동일평면형태가 돌출형태보다 작아서 전자의 냉각효과가 더욱 크다. 여기서 측정된 온도로부터 계산된 Biot수는 돌출형태는 119, 동일평면형태일 때는 157이었다. 즉, Biot수가 상당히 커서 수직벽면의 표면온도와 발열체가 장착된 벽면내부의 온도의 차이가 크다. 따라서 공기로 방출되는 열량은 대류열전달계수에 영향을 많이 받게 된다. 결국 돌출형태인 경우 발열체의 돌출된 형상이 공기의 상향흐름에 방해를 하기 때문에 냉각효과가 감소되는 것으로 생각된다.

구리벽일 때는 온도차의 크기가 돌출형태일 때가 동일평면형태보다 더 작아 냉각효과가 크다. 그리고 온도차 크기의 차가 에폭시레진벽일 때보다 작다. 여기서 측정된 온도로부터 계산된 Biot수는 돌출형태는 0.28, 동일평면형태일 때는 0.21이었다. 즉, Biot수가 매우 작아서 대류열전달량은 전열면적에 큰 영향을 받는다. 따라서 돌출형태의 경우 발열체의 돌출된 형상이 휀(fin) 역할을 하기 때문에 냉각효과가 커지는 것으로 사료된다. 결국 구리벽인 경우이 발열체의 돌출된 형상은 열전달특성을 촉진하는 역할을 한다. 이러한 성향은 Fig. 4에서 캐비티 내부의 등온선 분포에 잘 나타나고 있다.

Fig. 5(b)에서 가열면 온도와 캐비티입구 온도와 최대온도차가 공급열량이 증가할수록 거의 선형적으로 증가한다. 공급열량의 증가에 따른 최대온도차 크기의 변화는 에폭시레진벽일 때가 구리벽일 때보다 크다. 최대온도차의 크기는 벽면의 재질이

구리이고 돌출형태일 때 가장 작고, 에폭시레진이고 돌출형태일 때 가장 크다. 이들 최대온도차가 나타나는 국소위치는 공급열량에 관계 없이 Fig. 5(a)에 표시되는 위치에서 일정하게 나타났다.

이상의 Figs. 3~5에서 열전도율이 큰 구리벽일 때의 국소온도차, 평균온도차 및 최대온도차가 에폭시레진벽일 때보다 낮게 나타나 구리벽일 때의 냉각효과가 우수하다. 또한 구리벽일 때에는 발열체의 돌출된 형상으로 인해 냉각특성이 향상된다. 반면, 열전도율이 작은 에폭시레진벽일 때는 발열체의 돌출된 형상이 냉각특성을 감쇄시킨다.

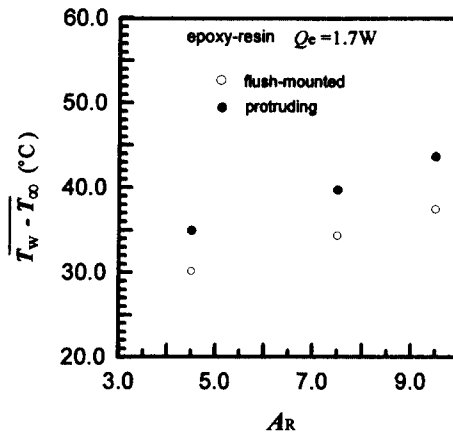


Fig. 6(a) Mean temperature difference along the vertical epoxy-resin wall with aspect ratios for $Q_c=1.7W$.

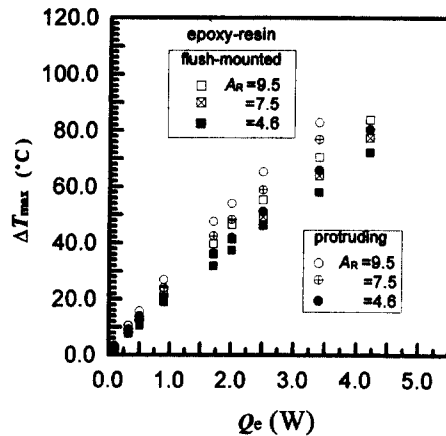


Fig. 6(b) Maximum temperature difference with power inputs per each heater for three aspect ratios

3.2 종횡비가 벽면의 온도분포에 미치는 영향

Fig. 6은 에폭시레진벽일 때 종횡비 변화에 따른 가열면의 평균온도차 및 각각의 종횡비에서 공급열량에 따른 최대온도차를 나타낸 그림이다.

Fig. 6(a)에서 평균온도차 크기가 종횡비가 증가할수록 즉, 캐비티의 폭이 감소할수록 커진다. 이는 캐비티 폭이 감소할수록 캐비티내로 유입되는 주위공기의 질량유량이 감소하여 대류열전달이 미약해지기 때문이다. 이때 종횡비 증가에 따른 평균온도차의 증가율은 $A_R=4.6$ 을 기준으로 $A_R=7.5$ 및 $A_R=9.5$ 로 변화할 때 공급열량에 따라 1.6%~9.9%와 2.9%~22.2% 정도이다.

Fig. 6(b)에서 공급열량이 증가할수록 최대온도

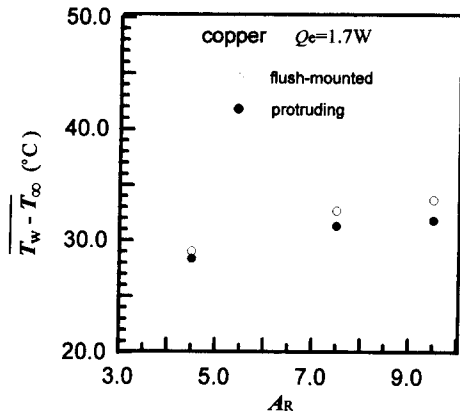


Fig. 7(a) Mean temperature difference along the vertical copper wall with aspect ratios for $Q_e=1.7W$.

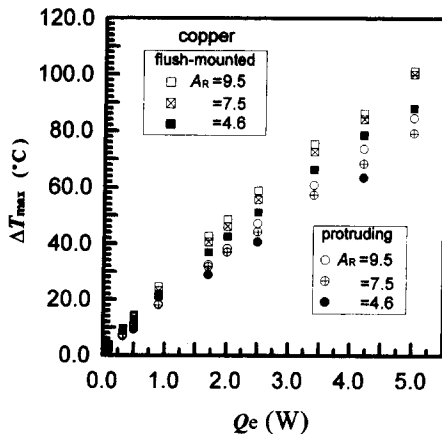


Fig. 7(b) Maximum temperature difference with power inputs per each heater for three aspect ratios

차의 크기가 더욱 커진다. 또한 공급열량이 클수록 종횡비 변화가 최대온도차에 영향을 크게 미치고 있다. 이는 Fig. 6(a)에서 해석된 바와 같다.

Fig. 7은 벽면의 재질이 구리일 때 종횡비의 변화에 따른 가열면의 평균온도차 및 각각의 종횡비에서 공급열량에 따른 최대온도차를 나타낸 그림이다.

Fig. 7(a)에서 평균온도차 크기가 종횡비가 커질수록 증가하지만 Fig. 6(a)의 에폭시레진일 때보다는 증가율이 작다. 즉, 종횡비 증가에 따른 평균온도차의 증가율이 $A_R=4.6$ 을 기준으로 $A_R=7.5$ 및 $A_R=9.5$ 로 변화할 때 공급열량에 따라 0.5%~5.6%와 1.4%~15.2% 정도이다. 따라서 에폭시레진벽일 때가 구리벽일 때보다 종횡비 변화가 냉각효과에 미치는 영향이 크다. Fig. 7(b)에서 공급열량이 최대온도차의 크기에 미치는 영향은 Fig. 6(b)에서의 에폭시레진벽일 때의 성향과 동일하다.

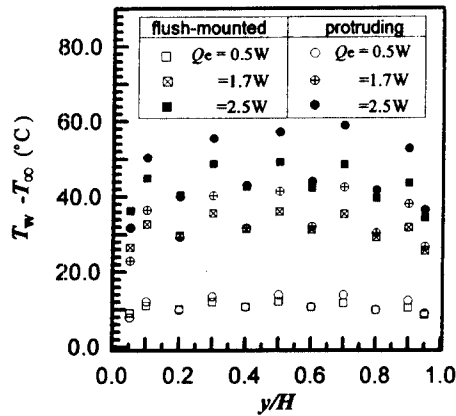
이상의 Figs. 6, 7에서 종횡비가 증가함에 따라 평균온도차의 증가율이 구리벽인 경우보다 에폭시레진벽일 때에 더욱 크게 나타난다. 또한 공급열량이 클수록 종횡비 변화가 최대온도차의 크기에 미치는 영향이 커진다.

3.3 공급열량이 벽면의 온도분포에 미치는 영향

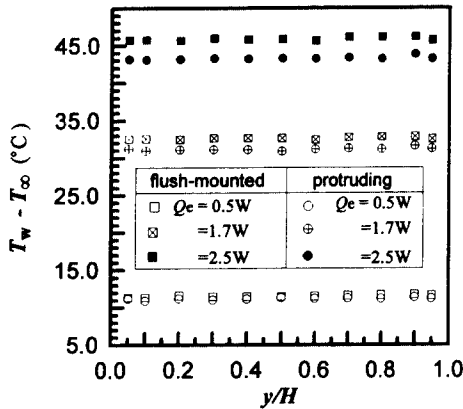
Fig. 8은 종횡비 $A_R=7.5$ 이고, 실험범위중 대표적인 공급열량 $Q_e=0.5W, 1.7W, 2.5W$ 일 때 벽면의 국소온도차를 수직벽면의 무차원거리에 따라 나타낸 그림이다.

에폭시레진벽일 때의 Fig. 8(a)에서 y/H 의 변화에 따른 국소온도차의 성향은 Fig. 5(a)와 같다. 또한 국소온도차의 크기가 공급열량이 증가할수록 커진다. 그리고 공급열량이 증가할수록 동일평면형태와 돌출형태와의 국소온도차의 차이가 더욱 크게 나타난다. 또한 공급열량이 증가할수록 가열면($y/H=0.1, 0.3, 0.5, 0.7, 0.9$)온도와 비가열면($y/H=0.05, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 0.95$)온도와의 차가 더욱 커진다. 이는 에폭시레진의 열전도율이 작기 때문에 공급열량의 대부분이 가열면을 통해 주위공기로 전열되기 때문이다.

구리벽일 때의 Fig. 8(b)에서는 Fig. 8(a)의 성향과는 달리 공급열량이 증가하여도 가열면온도와 비가열면온도와의 차가 매우 작다. 즉, Fig. 8(a)의 성향과는 다르다. 이는 구리의 열전도율이 크기 때문에 벽면으로의 전도열전달이 활발하기 때문이다.



(a) Epoxy-resin wall



(b) Copper wall

Fig. 8 Local temperature difference along the vertical wall for various power inputs at $A_R=7.5$

또한 공급열량의 증가에 따른 동일평면형태와 돌출 형태와의 국소온도차의 차이가 Fig. 8(a)의 경우보다 훨씬 작다.

3.4 상관식

전자기판의 열적성능에 대한 최대 평균온도를 예측하고자 하는 경우 상관식이 많이 사용되어진다. 일반적으로 전자부품의 냉각에 관련된 자연대류에 있어서 Rayleigh수는 캐비티 폭 W 를 특성길이로 하고 채널 및 캐비티의 중횡비가 고려된 수정 Rayleigh수, Ra^* 로 정의된다.

기존의 상관식으로서 $Ra^* > 1000$ 인 경우에 단일가열의 단일 수직평판에 대한 Aung⁽²⁾의 상관식 ($\overline{Nu} = 0.524 Ra^{*0.2}$)이 있고, 완전발달 층류 채널

유동과 단일 수직평판에 의한 유동의 두 제한된 경우에 있어서 중간영역의 Rayleigh수에 대한 값을 표현하기 위하여 점근적으로 접근하는 수학적 함수를 사용하여 나타낸, $3 < Ra^* < 10^6$ 의 범위에서 추천되는 Wirtz와 Stutzman⁽³⁾의 상관식 ($\overline{Nu} = 0.144 Ra^{*0.5} / [1 + 0.0156 Ra^{*0.9}]^{0.33}$)이 제시된 바 있다.

본 장에서는 상부만이 개방된 캐비티내에서의 자연대류에 의한 열전달특성을 파악하기 위한 상관식을 구하기 위하여 평균 Nusselt 수와 수정 Rayleigh수에 대한 각각의 데이터들을 곡선접합 (curve-fitting)하였다. 또한 상기의 단일 수직평판 및 채널에 관한 상관식들과의 비교가 PCB의 설계에 도움이 될 것으로 기대되어 Aung 및 Wirtz와 Stutzman이 제시한 2개의 상관식과 비교하였다.

Fig. 9는 발열체형태가 동일평면형태일때 $\overline{Nu} - Ra^*$ 의 관계를 나타낸 그림이다.

그림에서 “+”는 실험으로부터 구한 값이고, 실선은 실험치들을 곡선접합한 값이다(Fig. 10도 동일함). 또한 파선 및 점선은 본 연구의 범위에 있어서 Aung 및 Wirtz와 Stutzman의 상관식에 의한 값이다.

에폭시레진벽일 때 구한 상관식은 식 (10)과 (11), 구리벽일 때 구한 상관식은 식 (12)와 (13)이다.

$$\overline{Nu} = 0.662 Ra^{*0.22} \quad (10)$$

$$\overline{Nu} = \frac{0.176 Ra^{*0.5}}{[1 + 0.0156 Ra^{*0.9}]^{0.33}} \quad (11)$$

$$\overline{Nu} = 0.702 Ra^{*0.22} \quad (12)$$

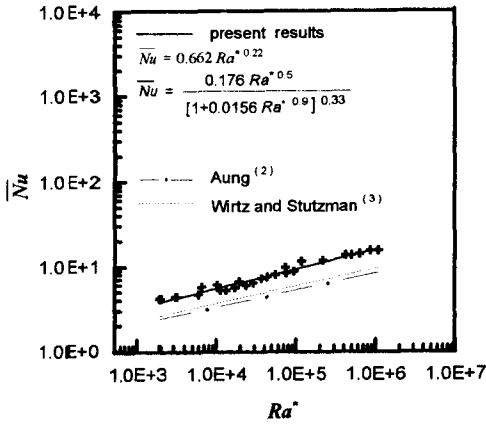
$$\overline{Nu} = \frac{0.214 Ra^{*0.5}}{[1 + 0.0156 Ra^{*0.9}]^{0.33}} \quad (13)$$

상관식 (10)과 (12) 및 (11)과 (13)에서 각각의 지수값이 동일하여 수정 Rayleigh수 변화에 따른 열전달특성은 일정하지만, 구리벽일 때의 계수값이 다소 크게 나타난다. 또한 본 실험에서 구한 상관식에서의 지수 및 계수값이 Aung의 상관식에서의 값보다 크게 나타나고, Wirtz와 Stutzman의 상관식에서의 계수값 0.144보다 본 상관식에서의 계수값이 다소 크게 나타난다.

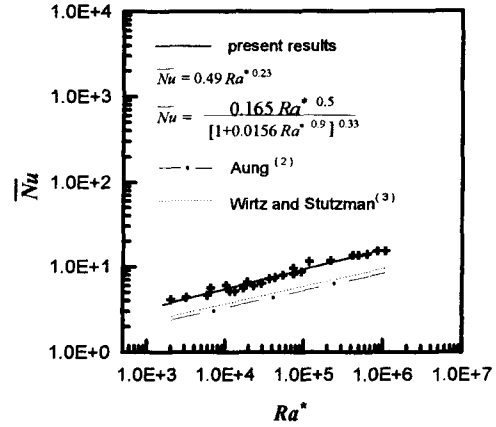
Fig. 10은 발열체형태가 돌출형태일 때 $\overline{Nu} - Ra^*$ 의 관계를 나타낸 그림이다.

파선 및 점선은 본 연구의 범위에 있어서 Aung 및 Wirtz와 Stutzman의 상관식에 의한 값이다.

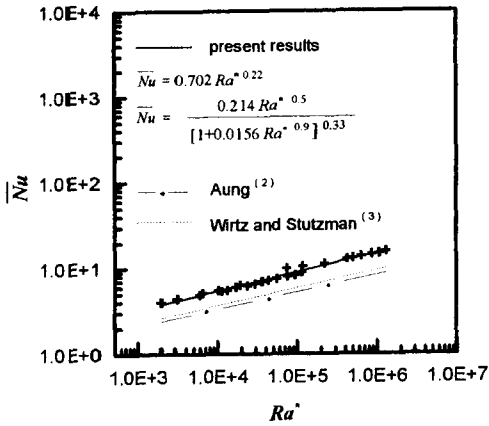
에폭시레진벽일 때 구한 상관식은 식 (14)와



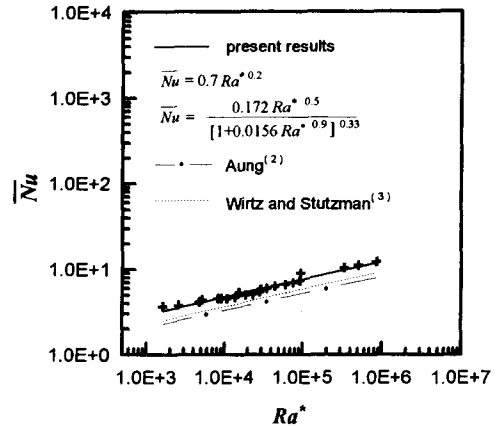
(a) Epoxy-resin, flush-mounted



(a) Epoxy-resin, Protruding



(b) Copper, flush-mounted



(b) Copper, Protruding

Fig. 9 Heat transfer correlations for mean Nusselt number (\overline{Nu}) vs. modified Rayleigh number (Ra^*) for flush-mounted configuration, (a) epoxy-resin wall, (b) copper wall

Fig. 10 Heat transfer correlations for mean Nusselt number (\overline{Nu}) vs. modified Rayleigh number (Ra^*) for protruding configuration, (a) epoxy-resin wall, (b) copper wall

(15), 구리벽일 때 구한 상관식은 식 (16) 과 (17) 이다.

$$\overline{Nu} = 0.49 Ra^{*0.23} \quad (14)$$

$$\overline{Nu} = \frac{0.165 Ra^{*0.5}}{[1 + 0.0156 Ra^{*0.9}]^{0.33}} \quad (15)$$

$$\overline{Nu} = 0.7 Ra^{*0.2} \quad (16)$$

$$\overline{Nu} = \frac{0.172 Ra^{*0.5}}{[1 + 0.0156 Ra^{*0.9}]^{0.33}} \quad (17)$$

상관식 (14) 와 (16)에서의 지수값이 에폭시레진 벽일 때가 0.23으로 구리벽일 때의 0.2보다 커서 수정 Rayleigh수 증가에 따른 열전달특성의 변화가 크지만 계수값이 구리벽일 때가 커서 전체적인

평균 Nusselt수가 크다. 여기서 구리벽일 때의 지수값 0.2는 단일 수직평판의 균일가열조건인 Aung의 상관식에서의 지수값과 동일하다.

실험적 결과와 상기의 상관식들에서 구한 결과와의 최대오차는 21.82% 이내이다. 또한 최소자승법으로 구한 위 식들의 최대 표준편차는 2.2이었다.

이상의 Figs. 9, 10에서 본 연구에서 구한 상관식에 의한 평균 Nusselt수가 벽면전체가 균일 가열조건인 단일 수직평판 및 채널일 때의 상관식에 의한 값에 비해 약간 크게 나타난다. 이는 본 연구에서 발열체가 수직벽면에 불연속적으로 배열되어 벽면전체가 균일 가열조건인 경우보다 하류부분에서 상

류효과(upstream effect)의 영향을 적게 받아 열전달특성이 우수해지고, 또한 상부만이 개방된 수직 캐비티의 경우 주위유체가 캐비티의 상부에서 유입되기 때문에 열경계층의 영향으로 열전달특성이 미약해질 수 있는 캐비티 상부에 위치한 발열체들의 냉각효과가 증대되기 때문으로 생각된다. 본 연구에서 구한 상관식들은 상부만이 개방된 수직 캐비티의 한 쪽 수직벽면에 다수의 발열체가 배열된 경우에 $1.0 \times 10^3 < Ra^* < 1.0 \times 10^6$ 의 범위에서 순수대류만에 의한 열전달특성을 예측할 수 있는 공학적 자료로 사용될 수 있을 것으로 사료된다.

4. 결 론

상부만이 개방된 수직 캐비티내의 한 쪽 수직벽면에 배열된 균일 가열조건의 불연속 발열체에 대한 자연대류 냉각특성을 실험적으로 구명한 결과 가열면의 온도를 낮게 하고, 균일한 온도분포를 얻기 위한 냉각효과면에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 발열체의 냉각효과는 벽면의 재질이 에폭시레진인 경우보다 구리인 경우에 우수하고, 캐비티의 폭이 증가할수록 증대된다. 그리고 발열체의 돌출된 형상은 구리벽일 때는 냉각특성을 촉진하고, 에폭시레진벽일 때는 냉각특성을 감쇠시키는 역할을 한다.

(2) 종횡비 증가에 따른 평균온도차의 증가율이 벽면의 재질이 구리인 경우보다 에폭시레진일 때 더욱 크게 나타난다. 또한 종횡비 변화가 최대온도차의 크기에 미치는 영향은 공급열량이 클수록 커진다.

(3) 공급열량이 클수록 발열체형태에 따른 벽면의 국소온도의 차이가 더욱 크게 나타난다.

(4) 최대온도차가 나타나는 발열체 위치는 벽면의 재질이 구리일 때는 발열체형태에 관계없이 $y/H=0.9$ 이고, 에폭시레진일 때는 돌출형태의 경우 $y/H=0.7$, 동일평면형태의 경우 $y/H=0.5$ 이다.

(5) 상부만이 개방된 수직 캐비티내의 한쪽 벽면에 균일 가열조건의 발열체가 배열된 경우 $1.0 \times 10^3 < Ra^* < 1.0 \times 10^6$ 의 범위에서 캐비티의 밀면과 측면으로의 전도열량과 가열면의 복사열량을 손실열량으로 간주하여 순수대류만에 의한 열전달특성을 예측할 수 있는 상관식을 각각 구하였다.

후 기

이 연구는 1993년도 학술진흥재단의 공모과제 연구비와 경북산업대학교 연구비 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사의 뜻을 포함합니다.

참고문헌

- (1) Nelson, L. A., Sekhon, K. S. and Fritz, J. E., 1978, "Direct Heat Pipe Cooling of a Semiconductor Devices," *Proc. Int. Heat Pipe Conf.*, pp. 373~376.
- (2) Aung, W., Fletcher, L. S. and Sernas, V., 1972, "Developing Laminar Free Convection between Vertical Flat Plate with Asymmetric Heating," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 2293~3308.
- (3) Wirtz, R. A. and Stutzman, R. J., 1982, "Experiments on Free Convection between Vertical Plates with Symmetric Heating," *J. of Heat Transfer*, Vol. 104, pp. 501~507.
- (4) Joshi, Y., Haukenes, L. O. and Sathe, S. B., 1993, "Natural Convection Liquid Immersion Cooling of a Heat Source Flush Mounted on a Conducting Substrate in a Square Enclosure," *Int. J. of heat mass transfer*, Vol. 36, No. 2, pp. 249~263.
- (5) 최용문, 박경암, 1993, "장방형발열체가 부착된 채널에서 자연대류 연구," 대한기계학회논문집, 제17권 제2호, pp. 438~444.
- (6) 이재현, 남평우, 박상동, 조성환, 1989, "전자장비 채널에서의 혼합대류에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제13권 제4호, pp. 771~779.
- (7) Zinnes, A. E., 1970, "The Coupling of Conduction with Laminar Natural Convection from a Vertical Flat Plate with Arbitrary Surface Heating," *Transactions of the ASME*, pp. 528~535.
- (8) Aung, W., 1972, "Fully Developed Laminar Free Convection between Vertical Plates Heated Asymmetrically," *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 1577~1580.
- (9) Behnia, M. and Vahl Davis, G. de., 1990,

- "Natural Convection Cooling of an Electronic Component in a Slot," *Proceeding of 9th international Heat Transfer Conference*, Vol. 3-EI-11, pp. 343~348.
- (10) Ortega, A. and Moffat, R. J., 1985, "Heat Transfer from an Array of Simulated Electronic Components: Experimental Results for Free Convection with and without a Shrouding Wall," *Heat Transfer in Electronic Equipment*, ASME, HTD Vol. 48, pp. 5~15.
- (11) Jaluria, Y., 1982, "Buoyancy-Induced Flow Due to Isolated Thermal Sources on a Vertical Surface," *J. of Heat transfer*, Vol. 104, pp. 223~227.
- (12) Gebhart, B., Jaluria, Y., Mahajan, R. L. and Sammakia, B., 1980, "*Buoyancy-Induced Flows and Transport*," Hemisphere, New York.
- (13) Zengyuan, G., Zhixin, L. and Yewei, G., 1987, "Analytical and Experimental Study on Natural Convection between Isothermal Vertical Plates," *Cooling Techniques for Electronic Equipment*, W. Aung, ed., Hemisphere Publishing Corp., pp. 15~25.
- (14) Hauf, W. and Grigull, W., 1970, "*Advances in Heat Transfer*," Vol. 6, pp. 133~339.
- (15) Moffat, R. J., 1988, "Describing the Uncertainties in Experimental Results," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 1, pp. 3~17.
- (16) Keyhani, M., Prasad, V. and Cox, R., 1988, "An Experimental Study of Natural Convection in a Vertical Cavity With Discrete Heat Sources," *Transactions of the ASME*, pp. 616~624.