

〈論 文〉

장방형 발열체가 부착된 채널에서 자연대류 연구

최용문* · 박경암*

(1992년 6월 30일 접수)

Natural Convection in a Vertical Channel with Thermal Blocks

Y.M. Choi and K.A. Park

Key Words : Natural Convection(자연대류), Thermal Block(장방형 발열체), Channel(채널), Cooling of Electronic Equipments(전자장비 냉각)

Abstract

The circuit boards of an electronic equipment were simulated with a vertical channel which had thermal blocks protruded from one of the channel walls. A rough front plate was made of a circuit board attached with short wires to simulate the back side of a printed circuit board. Natural convection experiments were carried out to study the effects of channel space and rough front plate and to find the suitable characteristic length used in non-dimensional numbers. Heat transfer coefficients were converged to the asymptotic value after the fourth row. The effect of a rough front plate was negligible. There were negligible effects of the channel space on the first and second heaters. Heat transfer coefficients after the third row decreased as the channel space decreased. Heat transfer coefficients were almost constant for larger than 20 mm channel space. A characteristic length was suggested to non-dimensionalize Nu and Ra numbers in a vertical channel with protruded heaters. A correlation was obtained using the new characteristic lengths.

기 호 설 명

g : 중력 가속도 (m/s^2)
 H : 채널높이 (m)
 h : 발열체의 중간높이에서 열전달계수 (W/m^2K)
 k : 열전도도 (W/mK)
 L_i : i 번째 발열체의 높이 (m)
 Nu : 채널 Nusselt 수, hS/k
 P : 발열체의 돌출길이 (m)
 Pr : Prandtl수
 q : 대류에 의한 단위면적당 열전달량 (W/m^2)
 q_r : 단위면적당 복사에 의한 열손실 (W/m^2)
 q_s : 단위면적당 공급된 열량 (W/m^2)

Ra : 채널 Rayleigh수, $(Pr g \beta q S^4/k\nu^2)$ (S/H)
 Ra^* : 수정 Rayleigh수, $(Pr g \beta q S^4/k\nu^2)$
 $(S/(\sum L_{i-1} + L_i/2))$
 S : 채널간격 (m)
 Ta : 채널 유입공기온도 ($^{\circ}C$)
 Tg : 발열체 사이의 공기온도 ($^{\circ}C$)
 Ts : 발열체 중간 높이의 표면온도 ($^{\circ}C$)
 β : 공기의 열팽창계수
 ϵ : Emissivity
 σ : Stefan-Boltzman상수 (W/m^2K)

1. 서 론

*정회원, 한국표준과학연구원 유체유동연구실

전자장비에서 발생하는 열을 냉각시키는 방식으

로 자연대류방식이 많이 이용되고 있다. 전자장비를 자연대류에 의해 효율적으로 냉각시키면 단위면적당 발열량이 약 1000 W/m^2 인 경우까지 적용될 수 있다고 알려져 있다.⁽¹⁾ 전자장비에 설치된 기판에서 발생하는 대부분의 열전달은 두개의 수직평판 사이에서 발생된다. 수직평판 사이에서 자연대류 냉각현상은 4가지의 단순한 경계조건으로 생각할 수 있다. 첫째 두개의 판이 일정한 온도로 유지되는 경우, 둘째 일정한 온도를 유지되는 판과 단열판의 경우, 셋째 두개의 판이 일정한 발열량을 갖는 경우와 마지막으로 일정한 발열량을 갖는 판과 단열판의 경우이다. 전자기판으로 이루어진 채널의 벽면은 일정한 온도라기보다는 발열량이 일정하다고 볼 수 있다. 수직채널에서 채널벽면이 매끄럽고 발열량이 일정한 경우에 관하여 많은 연구결과가 발표되었다.

Aung 등⁽²⁾은 채널벽의 경계조건에 따라 수치해석으로 열전달계수를 구하여 실험결과와 비교하였다. 채널 Ra 수가 작을 때 Nu 수는 잘 발달된 채널 유동의 Nu 수에 수렴하였으며 채널 Ra 수를 10^4 까지 변화시켜 결과를 발표하였다. 채널양면의 발열량비가 다르더라도 같은 열전달 관계식을 사용할 수 있다고 하였다. Wirtz와 Stutzman⁽³⁾은 채널의 양 벽면에서 발열량이 같은 경우 채널 Ra 수가 약 700보다 클 때 채널에서 열전달계수는 단독평판의 값에 접근하고 채널 Ra 수가 2400까지의 데이터는 Aung 등⁽²⁾의 결과와 비슷하다고 발표하였다. 또한 Webb와 Hill⁽⁴⁾이 수직채널에서 Ra 수가 약 10^3 에서 10^7 까지 큰 경우에 실험하여 얻은 열전달식은 Aung 등⁽²⁾의 결과와 잘 일치하였다.

Bar-Cohen과 Rohsenow⁽⁵⁾는 수직 채널에서 유동이 잘 발달된 영역과 발달되고 있는 영역으로 나누어 각각의 점근식을 만들어 Wirtz와 Stutzman⁽³⁾이 유도한 방법과 비슷하게 하나의 열전달 관계식을 얻었다. Johnson⁽⁶⁾은 여러 논문들에 발표된 실험 데이터를 AT & T Bell 실험실 데이터와 비교하여 수직채널에서 발열량이 일정한 경우 표면온도가 가장 높은 채널 윗면에서 열전달계수와 채널 Ra 수 관계식을 제안하였다.

Levy⁽⁷⁾은 채널간격과 채널 벽면온도, 발열량의 관계식으로부터 채널온도를 낮추고 발열량을 증가시킬 수 있는 최적 채널간격을 구하였다. 이 개념을 이용하여 Bar-Cohen과 Rohsenow⁽⁵⁾는 주어진 공간에서 발열량을 최대로 할 수 있는 채널간격을

계산하였으며 채널간격을 증가시키면 채널의 열전달계수가 증가하므로 단독평판에서 열전달계수의 99%에 해당하는 값을 갖는 최적간격을 구하였다. Webb과 Hill⁽⁴⁾도 채널간격이 커지면 열전달계수가 한개의 단독평판인 경우의 값에 접근한다고 발표하였다. Joshi와 Knight⁽⁸⁾은 수직채널에서 한 평면에 돌출된 발열판을 9열 부착하여 물에서 실험한 결과 채널간격이 6 mm까지는 채널간격이 커질 때 열전달계수가 증가하지만 6 mm 이상에서는 거의 일정하였다. Hung과 Shian⁽⁹⁾은 수직채널에서 가열되는 한벽면의 일부가 2차원으로 돌출된 시편을 사용하여 열전달 실험을 하였으며 채널의 발열량이 일정한 경우에 채널간격이 40 mm부터 160 mm까지 커져도 열전달계수에 영향이 없다고 발표하였다.

Ortega와 Moffat⁽¹⁰⁾은 실제 전자부품과 유사한 정육면체 알루미늄 시편의 중앙에 전기저항을 삽입하여 발열체를 제작하였다. 이 발열체를 수직 채널의 한면에 규칙적으로 배열하여 각열에서 채널간격에 따른 열전달 실험을 하였다. 채널간격이 일정할 때 열전달계수는 5열까지 감소하다가 5열 이후는 미소하게 감소하지만 점근값을 갖는다고 하였다. 채널간격을 19 mm부터 실험하였는데 채널간격이 커지면 7열까지는 발열체의 열전달계수가 감소하지만 10열에서 채널간격이 커지면 미소하게 열전달계수가 커진다. 7열 이전에서의 경향은 매끄러운 채널에서의 발표된 결과들과 반대되는 현상이다.

채널에서 발열량이 일정한 경우 채널간격이 열전달계수에 미치는 영향은 기존에 발표된 데이터들 사이에 다르므로 본 연구에서는 채널에 발열체가 돌출된 경우에 채널간격이 열전달에 미치는 영향을 알기 위하여 실험하였다. 돌출된 발열체가 있는 채널에서 무차원수에 적합한 특성길이를 찾고자 하였다. 또한 실제기판이 전자장비에 설치되는 경우, 전면에는 매끄러운 평판이 아니라 앞기판에 설치된 전자부품의 리이드(leads)가 돌출되어 있는 거친판이 설치된다. 따라서, 발열체 전면에 설치된 거친판이 열전달에 미치는 영향을 실험하였다.

2. 실험장치 및 데이터 처리

2.1 실험장치

실험부는 외부공기를 차단하기 위하여 가로 400 mm, 세로 400 mm, 높이 500 mm의 상·하부가 열린 격리부속에 수직으로 Fig. 1과 같이 설치하였

다. 격리부속에 높이(H) 320 mm이고 간격(S)이 80 mm인 채널을 설치하였으며, 채널의 폭은 200 mm이며 채널의 한면에 돌출된 발열체 7열을 설치하였다. 돌출된 장방형 발열체는 16핀(길이 20 mm), 18핀(길이 14 mm)의 패키지를 모사하여 높이가 10 mm이고 수직판에서 4.5 mm(P) 돌출되어 있다. 첫째열은 채널입구에서 90 mm지점에 설치하였으며 7열의 장방형 발열체의 중심선 간격은 20 mm(발열체 사이간격은 10 mm)이다. 예비 실험결과 끝에 설치된 발열체에서 end effect 때문에 열전달계수가 증가하는 경향이 관찰되었고, Ortega와 Meffat⁽¹⁰⁾과 Joshi와 Knight⁽⁸⁾도 3열이후에 거의 같은 열전달계수가 측정되었다고 보고하였기 때문에 마지막 여섯, 일곱번째 열에서는 데이터를 얻지 않았다. 마지막열에서 채널끝까지 길이는 100 mm이다.

장방형 시편의 뒷면은 8 mm 두께의 스티로폼(styrofoam)으로 절연하였으며, 채널의 간격은 이동판으로 변화시켰다. 채널의 양쪽 측면은 20 mm 두께의 스티로폼으로 단열시켰다. 실제기판의 뒷면에 있는 패키지 리이드선과 직경이 비슷한 직경 0.6 mm 철사를 1 mm 길이로 기판에 납땀하여 거친판을 제작했으며 이동판에 부착할 수 있도록 하였다.

Fig. 2와 같이 에폭시판(두께 1.5 mm)을 폭 10

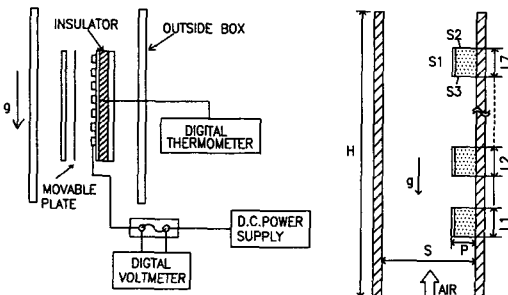


Fig. 1 Schematic diagram for experimental apparatus

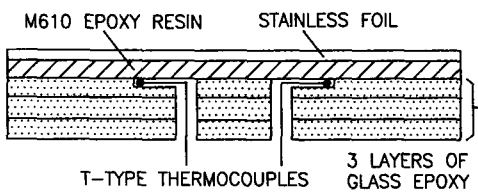


Fig. 2 Details of thermal block

mm, 길이 160 mm로 절단하여 3개를 접착제(M610, Measurement Group, Inc.)로 붙인 에폭시막대(두께 4.5 mm) 앞면에 T형 열전대(AWG 36) 2개를 설치한 후에 스테인레스 박판(두께 0.0254 mm)을 접착제로 부착하여 장방형 발열체를 만들었다. 접착한 시편은 접착제의 두께를 최소화시키기 위하여 압력을 가한 상태로 120°C의 오븐(oven)에 약 2시간동안 열처리하였다. 스테인레스 박판의 열용량이 작기 때문에 열전대를 통한 열손실로 국부적인 온도 강하가 발생하므로 스테인레스 박판 밑에 설치된 열전대의 길이를 0~20 mm까지 변화시키면서 정지된 공기중에서 실험한 결과 열전대를 10 mm 이상 구부리면 열손실을 무시할 수 있었다. 제작된 시편에 열전대를 10 mm 구부러 설치하였을때 두 개의 열전대 온도차는 0.5% 이내였다.

각 발열체에 설치된 2개의 교정한 열전대는 온도계측기(FLUKE 2100A)와 연결하여 각 지점의 온도를 측정하였으며 공급되는 전력을 측정하기 위하여 교정된 션트(shunt)와 디지털 전압계(HP 3478 A)를 사용하였다. 각 발열체에 공급된 단위면적당 발열량은 40 W/m²에서 1000 W/m²까지 변화시켰으며 실험중 대기온도의 변화는 0.2°C 이내였다. 채널간격 변화에 의한 열전달 변화를 실험하기 위하여 발열체 전면에 설치된 이동판을 조정하여 채널 간격을 6.4 mm에서 80 mm까지 변화시켰다.

직류전원을 공급한 후 정상상태에 도달되는 시간은 발열량에 따라 다소 차이가 있으나 약 120~180 분 정도 소요되었다. 각 열에 설치된 2개 열전대의 온도차는 0.2°C 이내였으며 2개의 평균온도를 사용하였다.

2.2 데이터 처리

발열체 전면의 열전달계수를 정확히 계산하기 위해 공급된 열량에서 복사에 의한 열손실을 보정하였다. 복사에 의한 열손실은 다음 식(1)을 사용하였다.

$$q_r = \sigma \epsilon_1 A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (1)$$

여기서, ϵ_1 은 스테인레스 표면의 방사율이며, A_1 은 발열면적이다. T_1 은 발열면의 표면온도이며, T_2 는 발열체 전면에 위치한 판의 온도이다. 계산에서 T_2 는 유입되는 공기의 온도와 같다고 가정하였다. 공급된 열량에 따라 차이가 있으나 복사에

의한 열손실은 공급된 열량의 3.5~7.3%였다. 또한 Fig. 1(b)에 표시된 면 S2와 S3을 통한 방출열량(q_{s2} , q_{s3})은 발열체 내부의 온도를 수치해석 방법으로 ADI(alternating-direction implicit) 기법을 이용하여 계산하였다.

돌출된 면 S1에서 초기 경계조건으로 측정된 온도와 복사에 의한 열손실을 보정한 단위면적당 발열량을 사용하여 계산된 열전달 계수를 사용하였으며 관계식은 다음과 같다.

$$h_{s1} = (q_s - q_r) / (T_1 - T_2) \quad (2)$$

장방향 블록의 뒷면은 단열된 것으로 가정하였다. 면 S2와 면 S3의 열전달 계수는 Fujii와 Imura⁽¹¹⁾가 수평면의 위면과 아래면 열전달 관계식으로 제시한 다음 식을 사용하였다.

$$Nu = 0.58 Ra^{1/4} : \text{면 S2} \quad (3)$$

$$Nu = 0.16 Ra^{1/5} : \text{면 S3} \quad (4)$$

여기서, 위 식들을 사용하여 면 S2과 S3의 열전달계수를 계산할 때 발열체 뒷면에 대칭으로 가상의 발열체가 존재하는 것으로 생각하여 발열체 돌출길이의 2배를 특성길이로 사용하였다. 발열체 표면의 온도에 따라 면 S2와 면 S3으로 방출되는 열손실량이 달라지고 열 경계층의 영향으로 돌출된 장방향 발열체 사이의 공기온도가 다르다. 돌출된 발열체 사이에 있는 공간의 중간에 열전대를 설치하여 공기온도(Tg)를 측정하였다. 표면온도(Ts), 채널입구로 유입되는 공기온도(Ta) 발열체 사이의 공기온도(Tg) 사이의 관계는 Fig. 3과 같으며 최소자승법으로 구하면 아래식과 같다.

$$\frac{(Ts - Tg)}{(Ts - Ta)} = 0.0024(Ts - Ta) + 0.54 \quad (5)$$

위의 식(5)를 구하기 위하여 Tg 는 일부 대표적인 실험에서 측정하였으며 나머지 발열체의 Tg 는 위식(5)와 $(Ts - Ta)$ 를 이용하여 계산하였다. 계산된 Tg 와 발열체를 10×10 격자로 나누어 계산한 각지점의 i 번째 온도 및 식(3), (4)로 구한 면 S2와 면 S3의 열손실을 계산하여 $i+1$ 번째 반복 계산을 위한 면 S1으로 방출되는 열량을 수정하여 다음 식(6)을 사용하여 면 S1의 열전달계수를 구한다.

$$h_{s1} = \frac{q_s - q_r - q_{s2} - q_{s3}}{T_s - T_a} \quad (6)$$

계산과정의 반복은 열전달계수를 수정하여 계산

된 표면온도와 측정된 온도의 차가 0.05°C 이내로 수렴될 때까지 약 2~6회 반복하였다. 계산결과 상하부 측면을 통하여 방출되는 열은 공급된 발열량의 11~26%이었다.

3. 결과 및 고찰

발열량이 약 330 W/m^2 일 때 채널의 간격을 10 mm에서 34 mm까지 변화시키면서 얻은 열전달계수는 Fig. 4와 같다. 리이드가 부착된 거친판이 발열체의 전면에 설치된 경우와 매끄러운 평판인 경우에 열전달계수의 변화가 거의 없는 것은 리이드의 길이(1 mm)가 채널간격(최소 10 mm)과 비교하여 작으므로 공기 유동에 장애가 되지 않는 것으로 생각된다. 첫열과 둘째열 사이에서 열전달계수의 차는 크며 이는 채널에 유입되는 찬 공기가 첫번째 발열체에 부딪치며 열전달이 증가되는 결과라고 생

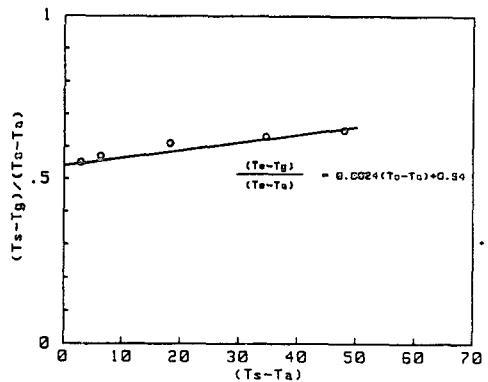


Fig. 3 Air temperature between thermal blocks as a function of surface and inlet air temperatures

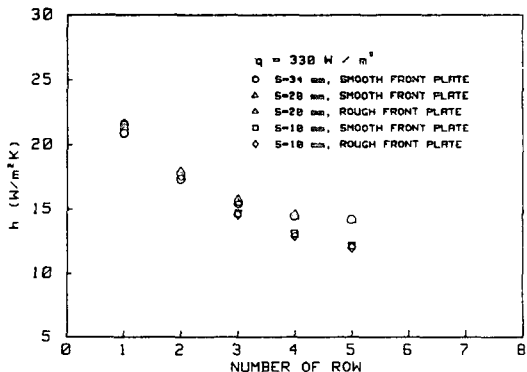


Fig. 4 Heat transfer coefficients with rough and smooth front plates

각된다. 첫째열과 둘째열에서는 유일효과가 크고 경계층의 두께가 채널간격보다 적어 채널간격의 변화가 열전달계수에 영향을 주지 않는다. 세째열 이후 열전달계수의 변화는 적으며 열경계층이 발달되면서 일정한 값으로 접근하지만 채널간격이 넓어지면 열전달계수는 증가한다.

기판사이의 간격이 열전달 현상에 미치는 영향을 보다 자세히 알기 위하여 단위면적당 발열량이 330 W/m²일 때 채널간격을 6.4 mm에서 80 mm까지 변화시키면서 실험한 결과는 Fig. 5와 같다. 채널간격이 약 10 mm 이하에서는 채널 간격의 변화가 세째열부터 열전달계수에 큰 영향을 주며, 채널간격이 약 20 mm 이상부터는 열전달계수의 변화는 거의 없으며 접근값을 갖는다. 이와같은 결과는 Fig. 4에서 채널간격이 10 mm인 경우와 20 mm 이상일 때 다섯째열에서 열전달계수의 차이가 있는 것과 비슷하다.

채널간격이 증가하면 열전달계수가 증가하다가 접근값을 갖는 것은 Bar-Cohen과 Rohsenow,⁽⁵⁾ Webb와 Hill,⁽⁴⁾ Joshi와 Knight⁽⁶⁾ 및 Hung과 Shian⁽⁹⁾의 결과와 같다. Fig. 5에서 채널간격이 20 mm일 때 열전달계수가 35 mm와 80 mm인 경우, 값보다 약 4% 정도 큰 것은 실험오차에서 발생된 것이라고 생각된다.

Bar-Cohen과 Rohsenow⁽⁵⁾가 인용한 그래프에서 경계조건이 등온일때 채널간격이 약 10 mm까지 열전달계수는 급격히 증가하지만 채널간격이 10 mm 이상인 경우에 열전달계수는 일정한 값에 접근한다. 매끄러운 수직채널에서 Bar-Cohen과 Rohsenow⁽⁵⁾가 제시한 최적 채널간격 식을 본 채널에 적용하면 최적채널 간격은 약 30 mm로서 실험결과인 20 mm보다 약 50% 크다.

채널간격이 10~34 mm일 때 발열량이 다른 경우에 각열의 열전달계수를 첫열의 값으로 무차원화하여 Fig. 6에 나타냈다. 열이 증가함에 따라 무차원 열전달계수들이 감소하는 것은 같은 경향이지만 Fig. 4에서 예측할 수 있는 것처럼 채널간격이 20 mm 보다 큰 경우와 작은 경우에 세째열 이후부터 경향이 다르다.

채널간격이 20 mm 보다 클때는 첫째, 둘째열에서 열전달 계수는 급격히 감소하며 네째, 다섯째열에서는 첫열의 약 0.6에 접근하는 것을 알 수 있다. 채널 간격이 10 mm일 때도 첫째, 둘째열에서 열전달계수는 역시 급격히 감소하지만 다섯째열에

서도 약간씩 감소하였다. 이와같은 현상은 Fig. 6에 도시하지 않은 발열량이 다른 경우에도 비슷한 결과를 얻었다.

채널간격(10 mm, 20 mm 및 34 mm)과 발열량을 변화시켜 얻은 열전달계수들을 Ra 수와 Nu수로 나타낸 것이 Fig. 7이다. 수직채널에서 특성길이로

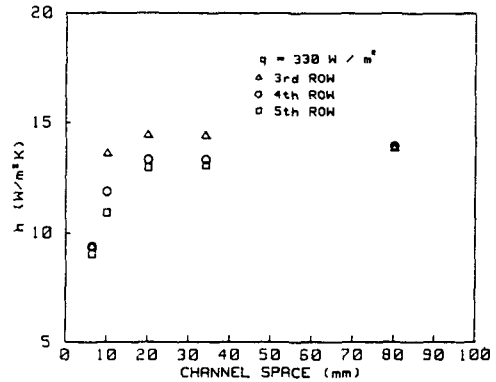


Fig. 5 Heat transfer coefficients with variation of channel spacings

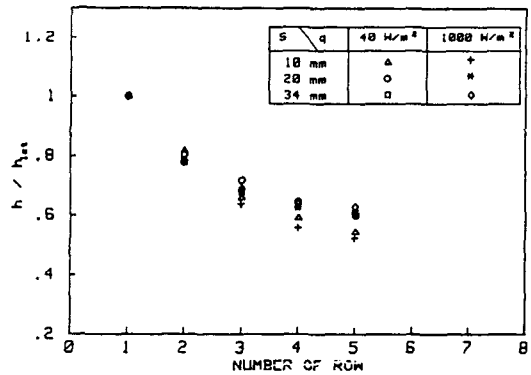


Fig. 6 Nondimensional heat transfer coefficients for various heat flux and channel spacings

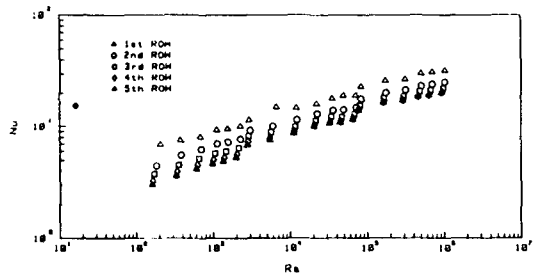


Fig. 7 Heat transfer data distribution using S/H as a characteristic length

채널의 간격 S 를 사용하고 Ra 수에는 (S/H) 를 곱하여 사용하는 것이 일반적인 경향이다. 그러나 발열면들이 돌출되어 있는 수직채널에서 각열의 발열량이 같을때 각열의 Ra 수는 같지만 Nu 수가 달라 Fig. 7과 같이 데이터가 수직으로 분포하게 되어 각열에서 발생하는 열전달 현상을 설명할 하나의 관계식을 얻을 수 없다. 이러한 현상 때문에 Joshi와 Knight⁽⁸⁾과 Ortega와 Moffat⁽¹⁰⁾는 각 열에서 얻은 실험 데이터를 하나의 관계식으로 무차원화시킬 적당한 특성길이를 찾지 못하였다. 따라서 각열에서 발생하는 열전달 현상을 설명할 수 있는 관계식을 얻으려면 채널의 간격, 높이외에 다른 특성길이가 추가되어야 한다.

실제 기관에서와 같이 돌출된 면에서 열이 발생하는 경우 열전달 현상에 영향을 주는 특성길이는 발열체의 높이, 발열체의 돌출길이, 발열체 사이의 간격, 채널의 간격, 채널의 높이로 생각된다. 여러 가지 특성길이를 사용하여 무차원 Ra 와 Nu 수를 계산한 결과 열전달 데이터를 하나의 관계식으로 나타낼 수 있는 무차원수는 다음과 같다.

$$Nu = hS/k \tag{7}$$

$$Ra^* = \frac{g\beta q S^4 Pr}{k\nu^2} [S/(\sum L_{i-1} + L_i/2)] \tag{8}$$

여기서, $(\sum L_{i-1} + L_i/2)$ 는 Ra 수를 계산하는 i 번째 발열체의 열전대 위치까지 발열체 높이의 합이다. 각 열에서 얻은 데이터들은 Fig. 8과 같이 한 직선상에 모였으며 위에 정의된 무차원수로 나타낸 열전달 관계식은 다음과 같다.

$$Nu = 0.995 Ra^{*0.213} \tag{9}$$

본 실험 데이터를 사용하여 최소 자승법으로 구한 윗 식의 표준편차는 0.21이었다. 위 식에서 Ra^* 의 지수인 0.213은 매끄러운 수직채널에서 Webb과 Hill⁽⁴⁾이 제안한 채널 Ra 수의 지수인

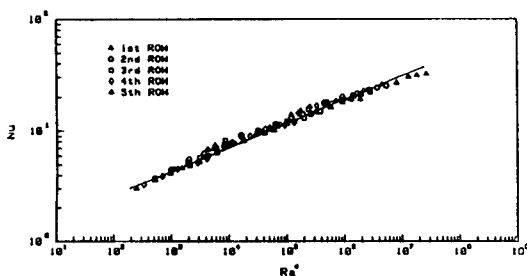


Fig. 8 Correlation using new characteristic lengths

0.206과 비슷하지만 무차원 Ra 수에 사용되는 특성 길이가 크게 달라 상수 0.995는 Webb과 Hill⁽⁴⁾의 값보다 크다. 특성길이 $(\sum L_{i-1} + L_i/2)$ 가 위 식의 상수를 결정하는데 매우 중요한 역할을 한다.

4. 결 론

장방형의 발열체로 모의 기관을 제작하여 기관사이의 간격과 발열량을 변화시키면서 자연대류 열전달 실험을 하였다. 열전달계수는 공급된 발열량에 관계없이 네째열 이후부터 점근값을 갖으며 점근된 네째열 이후의 값은 첫열에서 열전달계수의 약 60% 정도이다. 채널간격이 20 mm 이상에서는 열전달계수의 변화가 거의 없었으며 20 mm 이하에서는 채널간격이 좁아질 수록 열전달계수가 감소하였다.

실제 전자장비에서 기관의 상황과 비슷하게 발열체의 전면에 다수의 핀이 부착된 거치판이 있는 경우에 열전달 계수는 매끄러운 평판일때와 거의 비슷하였다. 이는 핀이 설치된 부분이 채널에서 공기 속도분포가 상대적으로 작은 부분에 위치하여 공기 교란효과가 적기 때문이라고 생각된다. 무차원수인 Ra 수와 Nu 수를 계산할 때 채널간격 S 와 열전달 계수를 계산하는 발열체의 열전대까지 발열체 높이들의 합을 사용함으로써 각 열에서 얻은 데이터를 한 개의 관계식으로 정리할 수 있었다.

참고문헌

- (1) Oktay, S., Hanneman, R. and Bar-Cohen, A., 1986, "High Heat from a Small Package," Mechanical Engineering, March. pp. 36~42.
- (2) Aung, W., Fletcher, L.S. and Sernas, V., 1972, "Developing Laminar Free Convection between Vertical Flat Plates with Asymmetric Heating," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.15, pp. 2293~2308.
- (3) Wirtz, R.A. and Stutzman, R.J., 1982, "Experiments on Free Convection between Vertical Plates with Symmetric Heating," Journal of Heat Transfer, Vol.104, pp. 501~507.
- (4) Webb, B.W. and Hill, D.P., 1989, "High Rayleigh Number Laminar Natural Convection in an Asymmetrically Heated Vertical Channel,"

- Journal of Heat Transfer, Vol.111, pp. 649~656.
- (5) Bar-Cohen, A. and Rohsenow, W.M., 1984, "Thermally Optimum Spacing of Vertical, Natural Convection Cooled, Parallel Plates," Journal of Heat Transfer, Vol.106, pp. 116~123.
- (6) Johnson, C.E., 1986 "Evaluation of Correlations for Natural Convection Cooling of Electronic Equipment," Heat Transfer in Electronic Equipment-1986, HTD-Vol.57, pp. 103~111.
- (7) Levy, E.K., 1971, "Optimum Plate Spacings for Laminar Natural Convection Heat Transfer from Parallel Vertical Isothermal Flat Plates," Journal of Heat Transfer, Vol.93, pp. 463~465.
- (8) Joshi, Y. and Knight, D.L., 1990, "Natural Convection from a Column of Flush Heat Sources in a Vertical Channel in Water," Journal of Electronic Packaging, Vol.112, pp. 367~374.
- (9) Hung, Y.H. and Shian, W.M., 1988, "Local Steady-State Natural Convection Heat Transfer in Vertical Parallel Plates with a Two-Dimensional Rectangular Rib," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.31, No. 6, pp. 1279~1288.
- (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-1985, HTD-Vol.48, pp. 5~15.
- (11) Fujii, T. and Imura, H., 1972, "Natural-Convection Heat Transfer from a Plate with Arbitrary Inclination," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.15, pp. 755~767.