

3차원 채널 밑면에 탑재된 모듈로부터의 혼합대류열전달

이진호* · 박상희** · 유갑종*** · 방창훈****
(1999년 6월 4일 접수)

Mixed Convection Transport from a Module on the Bottom Surface of Three Dimensional Channel

Jinho Lee, Sanghee Park, Kapjong Riu and Changhoon Bang

Key Words: Conjugate Heat Transfer(복합열전달), Mixed Convection(혼합대류), Thermal Resistance(열저항), Module(모듈), Board(기판), Thermal Conductance(열컨덕턴스)

Abstract

Conjugate heat transfer from a heat generating module ($31 \times 31 \times 7 \text{mm}^3$) bonded through the module support on the floor of a parallel-plate channel(20mm high, 400mm wide, and 800mm long) to mixed convective air flow(0.2~0.9m/s) is studied experimentally. The input power to the module is changed in a range 1.0~4.5W, the floor thickness 0.2~5mm, and the thermal resistance of module support, $R_C=0.06, 1.03$ and 82.0K/W . Thermal conductance(U_C) of the board and convective thermal conductance(U_A) from the module were derived, and the effect of V, R_C and t on U_C was investigated. It is found that the conjugate conductance (U_C) and the conductive heat transfer ratio (Q_B/Q) depend on the thermal resistance of the module support, the air velocity and the board thickness. The change of the module support resistance and the board thickness helps to elucidate the relative significance of heat transfer paths through the module support, the board, and from the board surface to the air. Additional information is investigated about the dependence of the heat transfer rate on the mixed convection parameter.

1. 서 론

최근 전자기술의 급격한 발전은 반도체 회로패턴의 미세화 및 프로세스 기술을 크게 향상시켰으며, 이로 인해 칩당 소자의 고집적화가 급격하게 증가되었다. 소자가 기본적인 논리연산을 행하기 위해서는 전력이 필요하게 되며, 이 소자의 비가역 작동에 의해 공급된 전력은 열로 변하게 된다. 소자로부터의 발열량은 칩 또는 모듈당의 집적도가 증가할수록 더욱 더 증가하게 된다. 따라

서 전자 장비내의 열적환경 조건은 날로 가혹해지고 있는 실정이다. 또한 전자장비의 회로를 구성하는 LSI와 다수의 각종 전자 부품을 상호적으로 접속해서 전자 회로로 완성시키는 실장 기술도 종래의 인쇄회로기판(PCB)에 구멍을 뚫어 IC나 다른 부품의 입출력핀(I/O pin)을 삽입하여 납땀하는 방식으로부터 보다 더 고밀도가 가능한 표면실장 기술로 전환하였다. 표면실장된 부품의 칩으로부터 발생한 발열량중 일부분의 열은 전도로 인해 입출력핀과 PCB를 통하여 전달되며, 고밀도 실장이 될수록 전도되는 열전달량은 증가하게 된다. 따라서 모듈과 PCB는 서로 열팽창률이 다르기 때문에 열응력에 의한 납땀의 피로로부터 발생하는 접촉불량으로 인해 칩 또는 입출력핀의 파괴 등이 많이 발생하게 된다. 이러한 현상들은 부품의 안정과 시스템의 신뢰성 유지에 있어서

* 회원, 육군제3사관학교 기계공학과

** 회원, 금오공과대학교 기계공학과

E-mail : parksh@knut.kumoh.ac.kr

TEL : (0546)467-4203 FAX : (0546)467-4231

*** 회원, 경북대학교 기계공학과

**** 회원, 경북전문대학 소방안전과

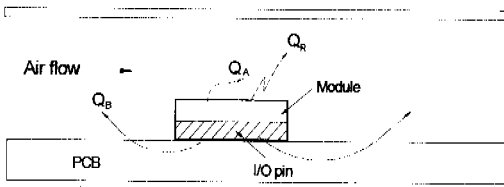


Fig. 1 Heat transfer paths from module to channel air flow

중요한 문제로 대두되고 있다. 이와 같은 PCB의 열적문제를 평가하기 위해서는 Fig. 1과 같은 대류/전도 복합열전달 문제를 해결하여야 한다. 모듈에서 발생하는 발열량 Q 는 여러 경로를 통하여 냉각공기류에 도달한다. 이때 열전달 경로로는 크게 모듈 표면으로부터 공기류로 직접 전해지는 대류열전달 Q_A 와 주위로의 복사열전달 Q_R , 그리고 입출력핀과 PCB를 통과하여, 그 후 PCB 표면으로부터 냉각 공기류로 전해지는 열전달 Q_B 가 있다. 이러한 열전달 문제는 대류열전달에 의해 모듈 주위에 발생하는 열후류가 PCB 표면의 열전달에 영향을 미치고 있기 때문에 매우 복잡하다. 혼합대류 열전달에 있어서 이러한 문제를 연구한 사례는 적고, 방열설계에 도움이 될 데이터도 매우 적기 때문에 이에 대한 기초 연구가 절실히 요구된다.

채널 벽면에 부착된 한 개의 모듈로부터의 열전달 및 유체유동에 관한 연구는 문헌에 많이 보고되어 있다. Ostrach⁽¹⁾는 채널내의 완전 발달된 유체유동에서 혼합대류 열전달에 관한 연구를 수행하였다. 그는 혼합대류 유동장에 있어서 미소 온도 변화가 공기의 밀도를 크게 변화시킬 수 있기 때문에 자연대류의 영향을 무시할 수 없다고 보고하였다. Shaw 등⁽²⁾은 3차원 채널 벽면에 부착된 모듈로부터의 열전달과 유체유동에 대하여 수치해석으로 연구하였다. Kang과 Jaluria^(3,4)는 수평 및 수직채널내 벽면에 부착된 2차원 모듈로부터의 혼합대류 열전달을 실험적으로 연구하였다. Park과 Park⁽⁵⁾은 3차원 채널내의 혼합대류 유동영역에서 모듈로부터의 대류 및 복사열전달 고려하여 열전달을 고찰하였다. 또한 Ray와 Srinivasan⁽⁶⁾은 혼합대류 유동내의 벽면에 다수의 가열블록을 배열시켜 모듈로부터의 복합열전달을 수치해석으로 연구하였다.

위와 같은 문헌에서는 유동영역을 완전발달 영역으로 가정하였거나, 기관으로의 전도열전달을 무시한 모듈 표면으로부터 냉각공기류의 대류열전달만을 연구대상으로 고려하였다.

그러나 실제 기관에 탑재된 모듈로부터의 냉각 공기류로의 열전달은 Fig. 1에 보인 바와 같이 기관상에서 전도와 대류가 결합한 복합열전달이 발생하게 된다. 이에 관한 기존의 연구는 다음과 같다. Graham과 Witzman⁽⁷⁾은 최초로 3차원 모듈에 대한 복합열전달의 중요성을 강조하였다. 그러나 이들은 유동특성과 열후류의 효과를 상세하게는 연구하지 못하였다. Nakayama와 Park⁽⁸⁾ 그리고 Park과 Nakayama⁽⁹⁾는 강제공냉되는 한 개의 모듈로부터 전도/대류 복합열전달에 대한 연구를 실험 및 수치해석으로 수행하였다. 또한 단열벽 온도의 개념을 도입하여 모듈 주위의 열후류와 열전달계수에 대한 기초 자료도 제시하였다. 최근 혼합대류 유동내의 채널에 부착된 한 개의 모듈로부터 공기유동으로의 복합열전달에 관한 실험적 연구^(10,11)와 다수의 발열블록이 배열된 채널내의 3차원 혼합대류 유동에 있어서 복합열전달에 대한 수치해석적 연구^(12,13)가 수행되어져 있다.

본 연구에서는 평행평판 채널내의 벽면에 부착된 3차원 모듈이 혼합대류 공기유동에 의해 냉각될 때 기관으로의 전도열전달을 고려한 실험적 연구를 수행하여 기관상의 전도/대류 복합열전달을 예측하기 위한 기초자료를 확립하는 것이다. 이러한 복합열전달 특성을 고찰하기 위해 모듈의 발열량, 모듈지지부의 열저항, 유속 그리고 기관의 두께를 변화시켰다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 2에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 시험부인 평행평판 채널은 두께 12mm의 투명아크릴판을 접합하여 만들었다. 실험장치의 말단에 설치한 blower에 의해 실내공기를 시험부 내부로 유입시킨다. 채널 입구에는 필터 및 honeycomb을 설치하여 시험부내로 균일유동이 도입되도록 하였다. 채널내의 공기유량은 시험부 출구로부터 2.1m에 위치한 노즐과 마노미터를 이용하여 측정하였으며 교류인버터를 사용해 송풍기의 회전속도를 조절하여 유량을 변화시켰다.

Fig. 3은 채널 시험부의 개략도이다. 시험부인

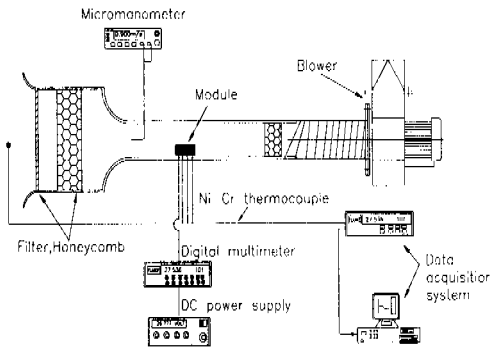


Fig. 2 Experimental apparatus

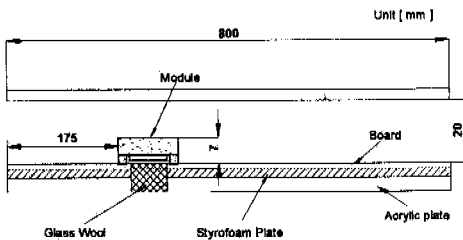


Fig. 3 Schematic diagram of the test section

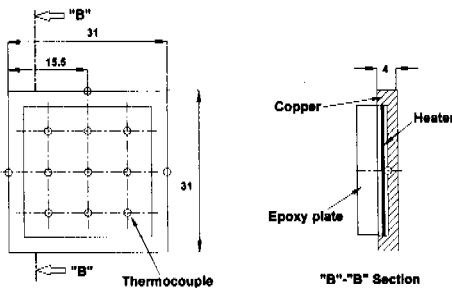


Fig. 4 Structure of the simulated module

평행평판 채널은 길이 800mm, 폭 400mm, 높이 20mm의 치수를 가진다. 모사모듈은 모듈전단부가 시험부 입구로부터 175mm의 위치에 전면이 오도록 설치하였다.

Fig. 4는 모사모듈의 개략도이다. 실험에 사용된 모사모듈은 31×31×4mm³의 정방형 동판으로 만들었다. 이 모듈은 전자장비의 기판에 부착된 고집적 소자(VLSI chip)를 모사한 것이다. 모듈은

두께 4mm의 동판에 깊이 2.5mm의 직사각형의 자리면(25×25mm²)을 가공한 다음 두께 0.5mm, 저항 159.3Ω의 thermofoil heater를 동판의 자리면에 열전도성이 높은 접착제(OMEGA 사 OT201, OB101)를 이용하여 부착하여 제작하였다. 이 접착제의 사용은 heater와 동판의 자리면과의 접촉 열저항을 최소화하기 위해서이다. 그리고 heater의 밑면으로의 열손실을 최소화하기 위해 석면과 에폭시판을 열전도성이 낮은 접착제(OMEGA 사, OB100)로 접착하였다. Heater 선과 열전대는 동판의 가장자리 한 단면에 지름 1mm의 구멍을 내어 외부로 인출한 후, 각각 직류전원 공급장치(HP 사, 6282A)와 데이터 처리장치(FLUKE 사, 2640A)에 연결하였다. 모듈온도는 모듈상면에 9개 지점을 온도측정 위치로 설정하여, Cu-Co 열전대(직경 0.2mm)를 심어서 측정하였다. 채널 입구의 공기온도는 직경 0.2mm의 T-형 열전대를 이용하여 측정하였다. 기판과 모듈 밑면으로부터의 열손실을 방지하기 위해 두께 9mm의 Styrofoam을 부착하여 단열시켰다.

기판은 길이 800mm, 폭 400mm의 치수를 가지며, 채널 벽면의 일부를 구성하고 있다. 본 실험에서는 2종류의 재질을 갖는 기판을 이용하여 실험을 행하였다. 즉 아크릴판(열전도계수 0.21W/mK, 두께 1mm)과 동판(열전도계수 401W/mK, 두께 0.2~5mm)이다. 아크릴판은 모듈로부터의 전도열전달을 억제하고, 동판은 fin의 효과로 인하여 전도열전달을 촉진하게 된다. 또한 기판으로의 전도열전달은 모듈지지부의 열저항에 따라서도 변화하게 된다. 본 실험에서는 3종류의 모듈지지부를 설정하고, 각 지지부의 열저항값을 이용하였다.

실험 I은 에폭시 프레임(두께 0.49mm, 접촉면적 0.61cm²)을 이용하여 $R_c=82.0K/W$ 로 하였다. 실험 II는 두께 3mm, 폭 0.59mm의 동 프레임을 이용하여 모듈 및 기판과 접하는 접촉면적을 0.073 cm²하였다. 그리고 모듈과 기판의 접촉부의 저항이 포함된 지지부의 열저항은 $R_c=1.03K/W$ 로 하였다. 실험 III은 동일한 두께 1mm의 동 프레임으로 접촉면적을 1.25cm²으로 확대하여 $R_c=0.06 K/W$ 로 하였다. 실험 I, II, III에서 지지부의 열저항 R_c 는 1차원 정상열전도에 있어서 열저항의 개념을 이용하여 계산하였다. 즉 $R_c=s/kcA_R$ 이다. 여기서 s 는 지지부의 높이(3mm), kc 는 지지부의 열전도율, A_R 는 기판과 접하는 전체의 접촉면적이

다. 모듈과 지지부 그리고 지지부와 기관의 접촉부에는 열전도율이 높은 접착제를 사용하여 접촉 열저항을 최소화시켰다. 모듈온도가 정상상태로 될 때까지의 시간은 40분정도 소요되었다. 정상상태에 도달한 후, 모듈의 표면에 설치한 12개의 열전대 지시온도의 변화는 $\pm 0.3^\circ\text{C}$ 이내에 있었다. 또한 채널입구의 공기온도는 $\pm 0.3^\circ\text{C}$ 이내의 범위에 있었다. 공기속도 V 는 $0.2\sim 0.9\text{m/s}$ 범위로 채널의 수력직경을 기준으로 한 Reynolds 수의 범위는 $450\sim 2500$ 이다. 모듈로 공급되는 입력전력은 $1.0\sim 4.5\text{W}$ 로 변화시켰다. 공기속도의 측정오차는 $\pm 0.02\text{m/s}$, 입력전력의 측정오차는 $\pm 0.5\%$ 이내이다. 주위로의 복사열손실 Q_R 은 Q 의 $3\sim 4\%$ 로 평가되었다. 여기서 모듈표면의 방사율은 0.03 으로 하였다. 열선풍속계를 이용하여 측정한 채널입구의 난류강도는 0.3% 이내이다. 실험은 실험오차를 줄이기 위해 항온실($20\pm 1^\circ\text{C}$)내에서 수행하였다.

3. 열컨덕턴스의 정의와 유도

Fig. 1에 보여진 바와 같이 모듈로부터의 에너지 균형은 다음 식과 같다.

$$Q = Q_A + Q_B + Q_R \quad (1)$$

여기서 Q 는 모듈로의 입력전력이다. 총합열컨덕턴스 U 는 모듈온도 T_M 과 모듈의 발열량 Q 에 의해 다음 식과 같이 정의하였다.

$$U = \frac{Q}{(T_M - T_i)} \quad (2)$$

여기서 T_i 는 채널입구의 공기온도이다. U 는 다음과 같이 구성된다. 즉,

$$U = U_A + U_B \quad (3)$$

여기서 U_A 는 대류열컨덕턴스, U_B 는 기관을 통해서 전해지는 열량 Q_B 에 대한 열컨덕턴스이다. 또한 U_B 는 모듈지지부의 열저항 R_C 와 기관내의 열전도와 기관 표면상의 열전달에 대한 열컨덕턴스 U_C 로 분류되며 그 관계는 다음 식과 같이 표현

된다.

$$U_B = \frac{1}{R_C + 1/U_C} \quad (4)$$

전자장비의 설계에 관련된 변수로는 크게 기하학적 변수(모듈치수, 지지부 두께, 채널높이 및 폭, 기관두께, 모듈의 설치위치), 열물성 변수(기관의 열전도계수, 모듈지지부의 열저항), 그리고 제어 변수(전원입력, 공기속도, 공기온도)로 나눌 수 있다. 따라서 관련하는 변수가 주어졌을 때 복합열전달 문제를 해결하기 위해서는 U_A , R_C , U_C 를 개별적으로 미리 구해 놓으면 편리하다. U_A 에 관련되는 변수로는 모듈의 치수, 모듈의 설치위치, 유속, 채널치수이며, U_C 에는 U_A 에 관련된 변수에다 기관의 열전도계수, 기관두께 등이 추가된다. R_C 는 지지부의 구조 및 치수, 재질 등이 주어지면 구할 수 있다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 대류 열컨덕턴스(U_A)의 평가

실험 I에 의해 U_A 를 구하였다. U_A 는 모듈지지부의 열저항($R_C=82.0\text{K/W}$)을 크게 설정하여 기관으로의 전도열손실 Q_B 를 최소화시켜 평가하였다. 즉 Q_B 는 Q 의 0.2% 이다. 기관은 두께 1mm 의 아크릴판을 이용하였다. 대류 열컨덕턴스 U_A 는 다음 식으로 정의된다.

$$U_A = \frac{Q_A}{T_M - T_i} \quad (5)$$

Fig. 5는 대류 열컨덕턴스 U_A 와 채널입구의 공기속도 V 와의 관계를 나타낸다. 본 실험에서 얻어진 U_A 의 값은 입력전력 $Q=1.0\sim 4.5\text{W}$ 로 변화시켜서 구하였으며, 이들의 결과는 Q 에 의존함을 나타내었다. 이것은 채널의 수력직경을 기준으로 한 Reynolds 수($Re=350\sim 2500$)와 채널의 수력직경과 온도차(T_M-T_i)을 기준으로 한 Grashof 수($Gr=1.5\times 10^5\sim 4.54\times 10^5$)의 비, 즉 $Gr/Re^2=0.07\sim 3.7$ 의 범위에 속해있어, U_A 의 값은 부력의 영향에 의해 데이터가 확산되는 것으로 추측된다.

U_A 와 V 의 관계를 무차원량으로 표시하여 Fig. 6에 나타내었다. 채널의 수력직경을 기준으로 한

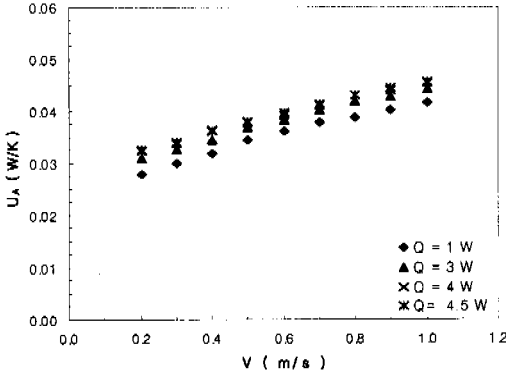


Fig. 5 Variation of convective thermal conductance U_A with air velocity V at $Rc=82.0K/W$

Reynolds 수 Re 는 다음 식과 같이 정의된다.

$$Re = \frac{V D_h}{\nu} \tag{6}$$

여기서 채널의 수력직경 $D_h=4Ac/P$, Ac ; 채널의 유동 단면적($0.4 \times 0.02m^2$), P ; 채널의 둘레 길이 ($0.084m$), ν 는 공기의 동점성계수이다. 또한 평균 Nusselt 수 Nu 는 다음과 같다.

$$Nu = \frac{h L}{k} \tag{7}$$

여기서 h 는 모듈의 전체 표면적을 기준으로 한 대류열전달계수, L 은 모듈의 길이, k 는 공기의 열전도계수이다. 유체의 물성치는 막온도 $T_f=(T_M-T_i)/2$ 를 기준으로 구하였다. 본 실험의 데이터는 다음 식에 의해 $\pm 2\%$ 의 범위로 정리되어졌다.

$$Nu = 4.87 Re^{0.27} \tag{8}$$

이 식의 적용범위는 $w/W=0.008$, $w/L=1.0$, $H/L=0.65$ 및 $750 \leq Re \leq 2500$, $Gr/Re^2 < 0.7$ 이다. 여기서 w 는 모듈의 폭, W 는 채널의 폭, L 는 모듈의 길이 그리고 H 는 채널의 높이이다. Fig. 6에는 Shaw 등⁽²⁾에 의해 제안된 결과의 곡선도 비교하기 위해 표시하였다. 이 결과는 본 실험에서 이용한 모듈의 형상과 치수를 이용하여 수정하였다. 본 실험의 결과와 Shaw 등의 결과와 잘 일치함을 알 수 있었다.

Fig. 7에 혼합대류변수 Gr/Re^2 에 따른 Nu 수의 변화를 나타내었다. 수력직경 D_h 와 (T_M-T_i) 을 기준으로 한 Grashof 수 Gr 은 다음 식과 같다.

$$Gr = \frac{g\beta(T_M - T_i) D_h^3}{\nu^2} \tag{9}$$

여기서 β 는 공기의 열팽창계수, g 는 중력가속도이다. 본 실험의 결과에서 혼합대류변수 $Gr/Re^2 = 0.7 \sim 1.4$ 의 범위에서 급격하게 감소함을 알 수 있다. 이것은 $Gr/Re^2 > 1.4$ 이상에서는 자연대류가 지배적이고, $Gr/Re^2 < 0.7$ 이하에서는 강제대류가 지배적임을 알 수 있다. 따라서 본 실험에 있어서 $Gr/Re^2 = 0.7 \sim 1.4$ 의 범위에서는 자연대류에서

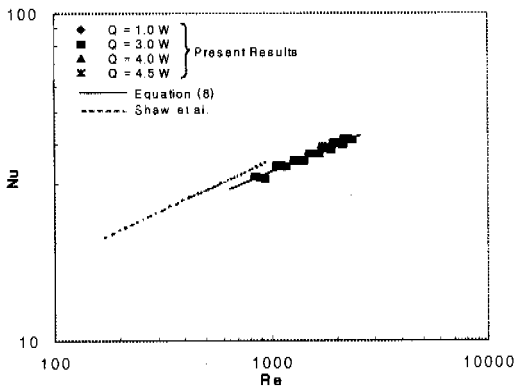


Fig. 6 Variation of average Nusselt number Nu with channel Reynolds number Re for $Rc=82.0K/W$

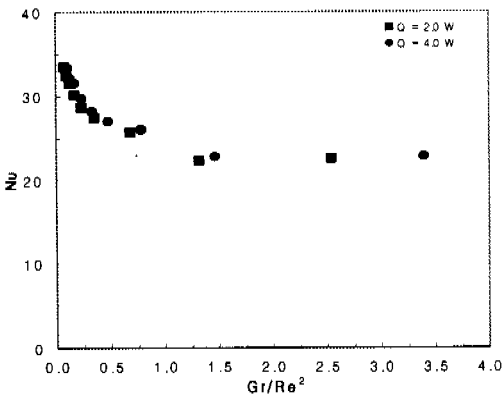


Fig. 7 Variation of average Nusselt number Nu with mixed convection parameter Gr/Re^2 for $Rc=82.0K/W$

강제대류로의 전이가 일어남을 예측할 수 있다. Kang 등은 2차원 모듈을 대상으로 한 실험에서 $Gr/Re^{3/2}$ 가 0.9~1.1의 범위에서 전이가 발생함을 제시하였다. 본 실험의 결과에서 Gr/Re^2 에 대한 평균 Nu 수의 의존성을 얻기 위하여 다음과 같은 식으로 정리하였다. 이 관계식은 실험결과와 $\pm 3\%$ 이내에 있다.

4.2 기판으로의 전도열전달 Q_B

실험 II와 III은 모듈지지부의 열저항($R_c=0.06$ K/W, 1.03K/W)을 작게 설정하여 기판으로의 전도열전달 Q_B 를 고려한 실험이다. 본 실험에서는 기판으로의 전도열전달을 촉진시키기 위하여 구리기판을 사용하였다. 기판으로의 전도열전달량 Q_B 는 다음의 식으로부터 평가하였다.

$$Q_B = Q - Q_A \quad (10)$$

즉

$$Q_A = U_A(T_M - T_i) \quad (11)$$

여기서 대류 열전달계수 U_A 의 값은 Fig. 5에 나타낸 결과이고, T_M 은 실험 II와 III에서 측정된 모듈의 온도이다.

Fig. 8은 실험 II와 III에 의해 얻어진 기판을 통한 전도열전달 Q_B 와 모듈로의 입력전력 Q 와의 비를 나타낸다. 지지부의 열저항 R_c 와 Re 수를 고정하고, Q 를 1.0~4.5W로 변화시켜서 구한 Q_B/Q 의 데이터는 모듈의 발열량 Q 에 민감하지 않음을 나타낸다. 그러나 R_c 가 커질수록, Re 수가 증가할수록 Q_B/Q 는 감소하고 있다. 즉 Q_B/Q 는 $R_c=0.06$ K/W의 경우보다 1.03K/W의 경우가 5~10% 정도 감소하였고, 또한 Re=450일 경우보다 2500의 경우가 약 5% 정도 감소하였다. 이들의 결과는 물리적 상황에 대한 직관적인 유추와 일치한다. 또한 기판의 두께 t 에 따른 기판으로의 전도 열전달비 Q_B/Q 의 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 그림에서 Q_B/Q 의 값은 기판 두께를 0.2~5mm로, Re 수를 758, 1510, 2270로 변화시켜서 구하였다. 특히 주목할 만한 결과는 기판의 두께에 따른 Q_B/Q 의 변화이다. R_c 와 Re 수가 고정된 값에서 $t=1$ mm 이하에서는 기판의 두께가 감소할수록, Q_B/Q 의 값은 급격하게 감소함을 보였다. 즉 t 가 1mm에서 0.2mm로 5배 정도 감소할 경우 Q_B/Q 는 약 20% 정도 감소하였다. 이것은 구리기

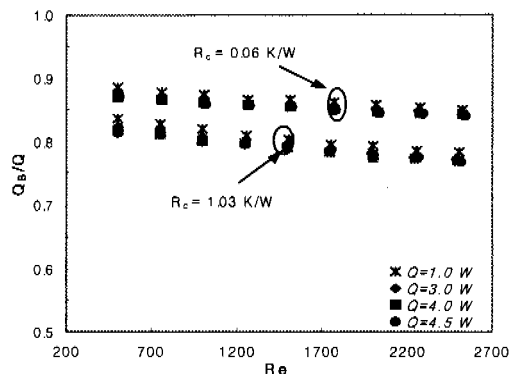


Fig. 8 Variation of conduction heat transfer ratio Q_B/Q with Re and Q for $t=1$ mm

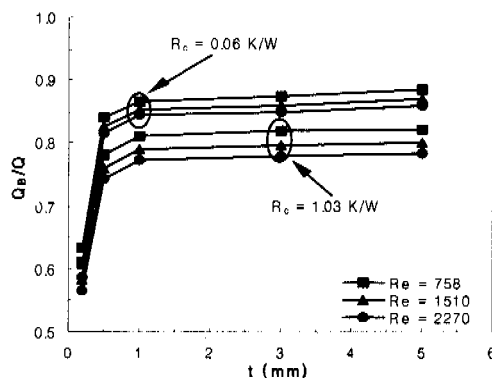


Fig. 9 Variation of conduction heat transfer ratio Q_B/Q with t and Re for $Q=4.0$ W

판을 원으로 간주할 경우 $t=1$ mm보다 0.2mm의 경우일 때가 기판내의 전도열저항이 증가하여 열확산의 효과가 매우 적다는 것을 의미한다. 또한 $t>1$ mm에서는 고정된 Re 수에 대해서 Q_B/Q 는 기판의 두께에 따른 민감도가 매우 적으나, Re 수에 따른 의존성은 Fig. 8에 설명한 바와 같이 매우 크다는 것을 알 수 있다.

4.3 기판의 열전달계수 U_C 의 평가

Fig. 8과 9에 표시한 결과로부터 다음 식과 같이 해서 U_C 를 구하였다. 먼저 식 (8)로부터 U_A 를 구하고, 다음 식을 이용하여 U_B 를 구하였다.

$$U_B = \frac{Q}{T_M - T_i} - U_A \quad (12)$$

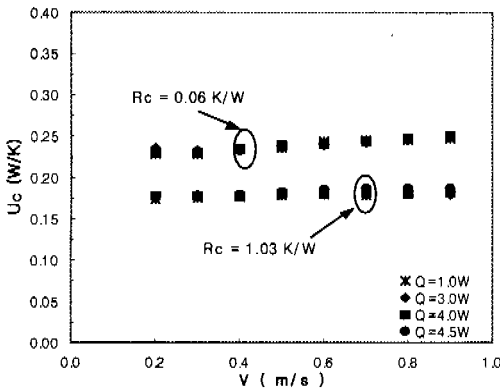


Fig. 10 Variation of thermal conductance U_c with air velocity V and Q for $t=1\text{mm}$

다음에 식 (4)에 U_B 와 R_c 의 값을 대입하여 U_c 를 구하였다. 이렇게 구한 U_c 와 V 와의 관계를 Fig. 10에 표시한다. 모듈지지부의 열저항 R_c 가 작을수록, 또한 공기속도가 증가할수록 U_c 는 증가하나, 모듈에 공급하는 전력량 Q 에는 독립적임을 나타내고 있다. U_c 가 R_c 에 의존하는 이유는 다음과 같이 유추할 수 있다. 모듈로부터의 대류 열전달 Q_A 는 R_c 의 값에 따라 변하게 된다. 즉 Q_A 에 의해 모듈 주변의 기판 표면상의 공기온도가 변하게 된다. R_c 가 크게 되면 모듈 근방의 기판 표면은 고온의 공기에 의해 덮히게 되고, 채널 입구 공기온도를 기준으로 한 U_c 는 저하하게 되는 것으로 된다. Fig. 10에서 R_c 가 약 17배 정도 증가하면 U_c 는 약 22.4%(0.2m/s)~26.9%(0.9m/s)정도 감소하고 있다.

Fig. 11은 기판의 두께 t 에 따른 U_c 의 변화를 나타낸다. U_c 의 값은 t 의 변화에 따라 크게 변화함을 알 수 있다. Fig. 10의 Q_B 의 변화와 같이 $t=1\text{mm}$ 를 기준으로 하여 그 변화는 매우 다른 양상을 보여주고 있다. 즉 t 가 1mm 이상에서는 기판의 두께와 유속이 증가하여도 U_c 는 거의 변화하지 않으며 단지 지지부의 열저항에 의존함을 알 수 있다. 그러나 $t<1\text{mm}$ 에서 기판의 두께가 0.5mm인 경우 R_c 에 의존하면서 U_c 는 급격히 감소한다. 특히 실제로 상용화된 기판의 구리도금의 두께와 비슷한 $t=0.2\text{mm}$ 인 경우에는 U_c 의 값이 더욱더 감소하며, R_c 의 변화에 거의 영향을 받지 않음을 보이고 있다. 이러한 현상은 기판의 두께가 얇아질수록 기판내의 열저항이 증가하여 기판을 통한

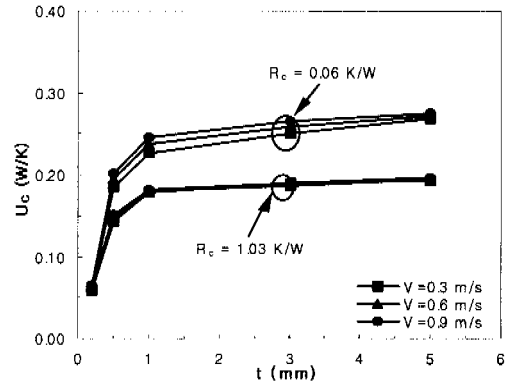


Fig. 11 Variation of thermal conductance U_c with t and V for $Q=4.0\text{W}$

전도열전달량이 상대적으로 감소한다. 반면에 모듈로부터의 대류열전달량이 증가하여 모듈 주위의 기판 표면상에는 고온의 공기로 덮이기 때문에 기판을 이용한 방열효과가 감소되는 것으로 예측할 수 있다.

5. 결 론

평행평판 채널벽면에 탑재된 모듈로부터 혼합 대류 공기류로의 복합열전달에 대한 데이터를 얻기 위하여 모듈에 공급하는 입력전력, 모듈지지부의 열저항, 공기의 속도 그리고 기판의 두께를 변화시켜서 실험적 연구를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 모듈지지부의 열저항 ($R_c=82.0\text{K/W}$)을 매우 크게 설정해서 구한 대류 열컨덕턴스 (U_A)는 식 (8)로부터 구할 수 있다. 또한 혼합대류 변수, $\text{Gr}/\text{Re}^2=0.7\sim 1.4$ 의 범위에서 자연대류 유동으로부터 강제대류 유동으로의 천이가 일어남을 알 수 있었다.

(2) 모듈로부터 모듈지지부와 기판을 통과하여 공기에 도달하는 열전달 경로의 기여도를 나타내기 위해 열컨덕턴스 U_B 를 식(10)과 같이 정의하였다. 이 컨덕턴스는 더욱더 지지부의 열컨덕턴스 $1/R_c$ 와 기판의 열컨덕턴스 U_c 로 나누어진다. 구리기판을 이용한 실험에서 모듈의 방열량, 채널내의 공기의 평균유속, 모듈지지부의 열저항 그리고 기판의 두께를 변화시켜 Q_B 와 U_c 를 구하였다. Q_B 와 U_c 값은 모듈로의 입력전력의 변화에

는 거의 영향을 받지 않는 반면에 공기속도, 지지부의 열저항 그리고 기관의 두께에는 매우 민감한 것으로 나타났다. 혼합대류 유동에 있어서 구리 기관의 두께가 1mm일 경우가 방열 효과를 극대화시킬 수 있음을 알 수 있었다.

(3) 본 논문을 통한 앞으로의 연구방향은 다음과 같다. 즉 모듈로부터의 열후류의 영향을 나타내는 인자를 통계적으로 조사하는 한편, 수치해석을 위한 모델을 확립해서 설계계산에 편리한 U_c 의 추정법을 제안하는 것이다.

후 기

본 논문은 1997년 한국학술진흥재단(과제번호 1997-002-E00005)의 공모과제 연구비의 지원에 의해 연구되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Ostrach S., 1954, "Combined Natural and Forced Convection Laminar Flow and Heat Transfer of Fluids with without Heat Sources in Channels With Linearly Varying Wall Temperature," NACA TN3141.
- (2) Shaw H. J., Chen W. L., and Chen C. K., 1991, "Study on the Laminar Mixed Convective Heat Transfer in Three-Dimensional Channel With a Thermal Source," *Journal of Electronic Packaging*, Vol. 113, pp. 40~49.
- (3) Kang B. H., and Jaluria Y., 1990, "Mixed Convection Transport from an Isolated Heat Source Module on a Horizontal Plate," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 653~661.
- (4) Kang B. H., and Jaluria Y., 1989, "Mixed Convection Transport from an Isolated Heat Source Module on a Vertical Surface," *Journal of Thermophysics*, Vol. 4, pp. 384~390.
- (5) Park H. Y., and Park K. W., 1995, "A Numerical Study on the Effect of PCB Structure Variation the Electronic Equipment Cooling," *KSMIE International Journal*, Vol. 19, pp. 3329~3343.
- (6) Ray S., and Srinivasan J., 1992, "Analysis of Conjugate Laminar Mixed Cooling in a Shrouded Array of Electronic Components," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, No. 4, pp. 815~822.
- (7) Graham K., and Witzman S., 1988, "Analytical Correlation of Thermal Design of Electronic Packages," *Cooling Technology for Electronic Equipment*, pp. 249~264.
- (8) Nakayama W., and Park S. H., 1996, "Conjugate Heat Transfer from a Single Surface Mounted Block to Forced Convective Air Flow in a Channel," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 118, pp. 301~309.
- (9) Park S. H., and Nakayama W., 1995, "Conjugate-Mode Heat Transfer from a Module on the Base of a Parallel-Plate Channel to Forced Convective Air Flow (Experimental Determination of Macroscopic Thermal Conductance)," *Trans. of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 61, No. 583, B, pp. 1070~1077.
- (10) 유갑종, 이진호, 박상희, 1998, "채널벽면에 탑재된 모듈로부터 혼합대류 공기류로의 복합열 전달," 대한기계학회 춘계학술대회논문집, pp. 122~127.
- (11) 박상희, 이진호, 유갑종, 1998, "열전도체 기관에 탑재된 정방형 모듈로부터 혼합대류 공기류로의 복합열전달," 대한기계학회 추계학술대회 논문집, pp. 241~245.
- (12) Kim S. Y., Sung H. J., and Hyun J. M., 1992, "Mixed Convection from Multiple-Layered Boards with Cross-Streamwise Periodic Boundary Conditions," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, No. 11, pp. 2941~2952.
- (13) 윤병택, 최도형, 1999, "기관위에 분포된 발열 블록주위의 3차원 혼합대류열전달 해석," 대한기계학회 논문집B집, 제23권 제1호, pp. 1~11.