

환이 부착된 강제 공랭 모듈을 실장한 기판의 온도분포에 관한 연구

신대종*·박상희**·이인태*

Temperature Distribution of an Air-Cooled PCB Mounted with Finned and Finless Modules.

D.J. Shin, S.H. Park and I.T. Lee

Key Words : Adiabatic wall temperature(단열벽온도), Heat transfer coefficient(열전달계수), Liquid crystal film (액정막), Oil-film visualization(유막법), Module(모듈), Fin(환)

Abstract

An experimental study was performed to investigate adiabatic wall temperature and heat transfer coefficient around on a module with longitudinal fin heat sink cooled by forced air flow. In the first method, inlet air flow(1-7m/s) and input power(3-5W) was varied after a heated module were placed on an adiabatic floor(320×550×1mm³). An adiabatic wall temperature was determined to use liquid crystal film(LCF). In the second method to determinate heat transfer coefficient, inlet air flow(1-7m/s) and the heat flux of rubber heater(0.031-0.062 W/cm²) was varied after an adiabatic module was placed on rubber heater covering up an adiabatic floor. In addition, surface oil-film visualization were performed to characterize the macroscopic flow-field around a module.

1. 서론

최근 회로집적기술의 비약적인 발달은 컴퓨터를 비롯한 전자기기 장치의 기능을 한층 높였다. 특히 중, 소형 컴퓨터의 인쇄회로기판표면에는 1개의 강력한 발열원인 논리처리모듈(logic processing module) 즉, CPU와 그 주변에 열 방출이 적은 메모리 모듈이 실장되어 있다. 그리고 1개의 논리처리부는 기존의 여러 개의 모듈을 단일 모듈 내에 그 기능을 모두 집약하는 방향으로 진행되고 있다. 이로 인해 논리처리모듈의 발열 밀도는 종래 보다 수십 배 더 급격하게 증가되고

있다. 전자기기 장치의 신뢰성을 높이기 위해서는 전자기기 장치에 실장 되어진 전자부품의 동작온도를 허용온도 범위 내로 유지하는 것이 열전달 분야에서 해결해야 할 중요한 과제로 되고 있다.

전자장비내의 기판상에 실장된 단일모듈로부터의 열전달에 대한 기존의 연구는 다음과 같다. Chang 등¹⁾은 평행평판 채널의 높이변화에 따른 단일모듈로부터의 열전달 특성을 강제대류에 의해 실험적으로 연구하였다. Shaw 등²⁾은 3차원 채널내의 가열모듈로부터의 대류열전달과 유체유동에 대하여 수치해석으로 연구하였다. Roeller 등³⁾은 3차원 발열체로부터의 열전달 특성과 유체유동에 대하여 실험적으로 연구하였다. 최근에 Nakayama와 park⁴⁾은 단일모듈주위의 단열벽온도와 열전달계수의 분포를 실험적으로 연구하였다. 또한 단일모듈로부터의 열전달을 촉진하기 위하

* 금오공과대학교 대학원
** 금오공과대학교 기계공학부

여 모듈표면에 흰을 부착하여 연구한 사례⁵⁾⁻⁷⁾도 많이 있다. 흰부착 모듈로부터의 연구는 대부분 흰의 기하학적 치수와 흰의 형상을 변화시켜 모듈로부터의 열전달 성능을 평가하였다. 위와 같은 연구에서는 흰이 부착하지 않은 모듈 또는 흰부착 모듈로부터의 열전달 특성만을 연구하였다. 따라서 본 연구에서는 모듈이 부착된 기관을 열시스템으로 간주하여 흰이 부착하지 않은 모듈과 흰부착 모듈을 이용하여 모듈 주위의 공기흐름의 가시화, 모듈로부터의 대류 열전달계수, 모듈로부터의 방열이 단열벽온도에 미치는 영향, 균일열유속의 벽면에 부착된 비가열모듈에 의한 수력학적인 영향을 연구하였다.

2. 실험장치와 방법

Fig. 1는 실험장치와 시험부의 개략도를 나타낸다. 그림에 보인 바와 같이 실내공기는 채널입구에 설치된 벨 마우스를 통과하여, 길이 650mm, 폭 320mm인 시험부내로 유입된다. 시험부의 입구에는 유입되는 공기유동을 균일하게 하기 위해 벨 마우스를 부착하였다. 시험부의 출구를 통과한 공기는 길이 400mm의 축소 채널부를 지나 유로단면의 내경이 100mm인 원형파이프로 유입된다. 파이프를 통과한 공기는 파이프의 입구로부터 1140mm의 위치에 직경 90mm의 표준 오리피스를 통과하여 덕트 시스템의 말단에 설치된 흡입식 블로어를 통과하여 대기 중에 방출된다. $650 \times 320 \times 20\text{mm}^3$ 의 치수를 가지는 시험부는 채널 내의 하부벽면은 열전도계수가 0.21W/mK , 두께 1mm인 아크릴판으로 만들었으며, 이 표면상에 $31 \times 31 \times 7\text{mm}^3$ 의 모사모듈을 설치하고, 모사모듈에 $31 \times 31 \times 10\text{mm}^3$ 인 흰을 부착하여 실험하였다. 흰이 부착된 모사모듈은 시험부의 입구로부터 120mm의 위치에 모사모듈의 선단부가 오도록 설치하였다. 덕트 입구의 평균유속은 $V=1 \sim 7\text{m/s}$ 이고, 수력직경을 기준으로 한 채널 Reynolds수는 $2200 \sim 17600$ 이다. 채널입구온도와 모듈온도는 온도측정장치(SA-32)를 사용하여 기록하였다.

Fig. 2는 본 연구에서 사용한 흰에 대한 개략도이다. 흰의 크기는 $31 \times 31 \times 10\text{mm}^3$ 이며, 흰의 두께는 1mm이다. 흰개수는 $n=7 \sim 18$ 개로, 대응하는 흰의 간격(c)은 2.75 ~ 1mm이다. 흰은 열전도계수가 386W/mK 인 동으로 제작하였다.

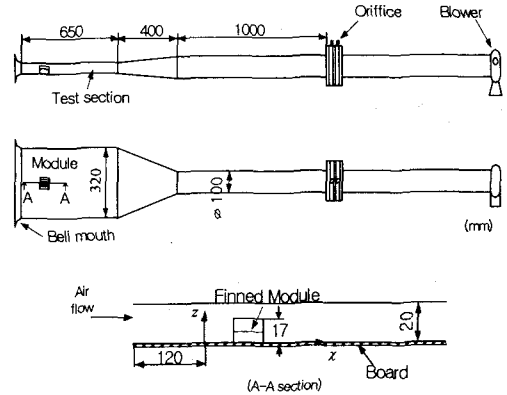


Fig. 1 Experimental apparatus and test section

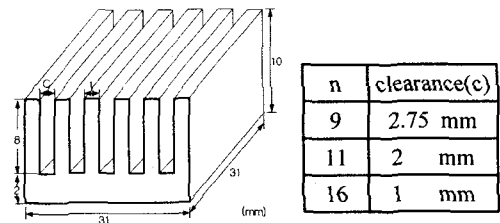


Fig. 2 Structure of simulated longitudinal fin

Fig. 3은 본 연구에서 사용한 2종류의 모듈과 기관의 조합 구조이다. Fig. 3(a)는 가열모듈(HM)과 단열벽(AF)의 조합구조이다. 가열모듈은 $31 \times 31 \times 4\text{mm}^3$ 의 정방형동판이고 단열기판은 두께 1mm의 아크릴판이다. 아크릴판으로 부터의 열손실을 방지하기 위해 표면에는 흰을 부착하고 그 위에 액정필름(LCF: liquid crystal film)를 접착시켰다. 또한 열손실을 최소화하기 위해 기관하부에는 두께 10mm의 스티로폼을 부착하였다. 모듈로부터 기관으로의 열손실은 열저항이 120K/W 인 강제침을 사용하여 최소화시켰다. 모듈로의 입력전력은 3, 4, 5W를 공급하였다. 액정필름에 나타난 모듈 주위의 색분포는 채널상부 500mm 지점에 설치된 디지털 카메라로 촬영하였으며, 출력된 칼라사진으로부터 이미지 프로세싱을 이용하여 처리하였다. HM/AF배열 구조에서는 모듈주위의 단열벽온도를 측정하여, 모듈로부터의 방열이 단열벽온도에 미치는 영향을 열와류인자(thermal wake function)의 분포를 구하는 것이다.

본 실험에서 모듈표면으로부터 냉각공기류로 나가는 대류열전달량 Q_A 는 $Q_A=Q_P-Q_L$ 로 계산하였

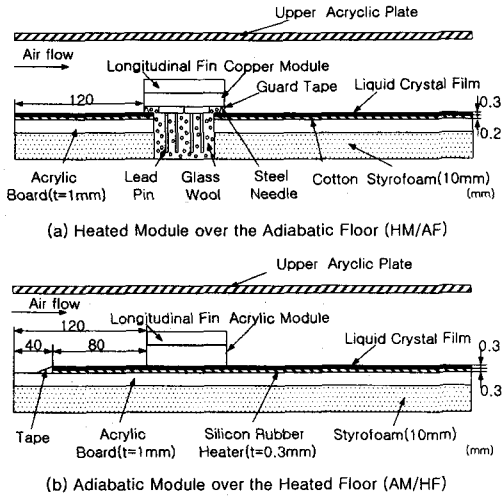
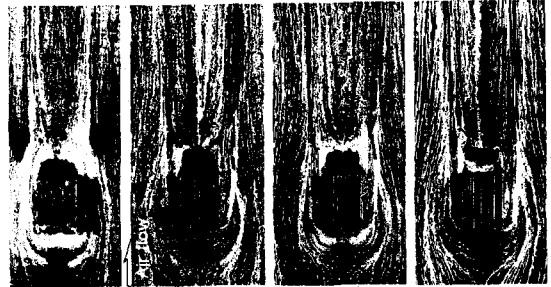


Fig. 3 Structures of the module and the floor

다. 여기서 Q_p 는 모듈의 입력전력, Q_r 은 모듈로부터의 열손실량으로 복사열손실량, 전력리드를 통한 열손실량이 포함된다. 열손실량은 5% 이내로 평가되었다. Fig. 3(b)는 단열모듈(AM)과 가열벽면(HF)의 조합구조이다. 단열기판의 표면에 실리콘 루버히터(silicon rubber heat)를 부착하고 이 히터에 일정한 일정한 전력을 공급하여 균일 열유속을 발생시켰고 히터의 표면에 액정필름을 부착하였다. 채널입구로부터 120mm 지점에 $31 \times 31 \times 7\text{mm}^3$ 의 아크릴 블록을 설치하였다. 실리콘 루버히터는 $225 \times 285 \times 0.3\text{mm}^3$ 의 크기를 가지며, 전기저항이 21.98Ω 인 플라스틱 주형속에 파묻혀진 미세한 니크롬선으로 구성되어 있다. 실리콘 루버히터의 중앙선과 기판의 중앙선을 일치시키고 실리콘 루버히터의 전단부는 채널의 입구로부터 40mm 지점에 위치시켰다. 실리콘 루버히터의 열유속은 $0.031 \sim 0.062\text{W}/\text{cm}^2$ 로 변화시켰다. 가열벽면이 정상상태에 도달한 후, 단열모듈주위의 가시화된 색분포에 대한 온도는 HM/AF 배열에서 이용한 방법과 동일한 방법으로 추정하였다. AM/HF 구조에서는 균일 열유속을 기판에 가하여 벽면온도를 측정하고, 벽면온도와 단열벽면온도의 차를 기준으로 한 벽면상의 열전달율의 분포를 구하는 것이다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 유막법에 의한 가시화



(a) finless (b) n=9 (c) n=11 (d) n=16
Fig. 4 Surface oil-film pattern around a module at $V=7\text{m/s}$

Fig. 4는 채널내 유입공기의 속도가 7m/s 일 때, 흰이 부착되지 않은 모듈(Fig. 4(a))과 흰개수 $n=9, 11, 16$ 개가 부착된 모듈주위의 표면유동을 유막법에 의해 가시화한 그림이다. Fig. 4(a)~(d)에 있어서 모듈전방과 측면에서는 말발굽형태의 와류가 형성되고 있다. 모듈의 후방에 있어서 흑연가루의 농도가 짙게 나타난 영역은 유동의 재순환으로 인한 흑연가루의 수송이 이루어지지 않고 정체되는 구간이 생긴다. 후류영역에 있어서 흐름의 형태는 흰의 수가 증가함에 따라 후류의 폭이 감소하며 모듈후면의 재순환 영역이후부터 가장 먼저 기판상의 흑연가루의 유동패턴이 형성되고 있음을 보여주고 있다.

3.2 HM/AF 배열

Fig. 5는 입력전력이 5W일 때 흰의 개수에 따른 열저항의 변화를 나타낸 그림이다.

모듈표면상의 대류열저항 R_c 는 흰개수와 유속에 크게 의존함을 알 수 있다. 흰의 수가 증가함에 따라 대류열저항 R_c 의 값은 유속 $V=1\text{m/s}$ 에 대하여는 흰개수 $n=9$ 일 때, $V=2, 3\text{m/s}$ 에 대하여는 $n=11$ 개 일 때, $V \geq 4\text{m/s}$ 에서는 $n=16$ 개 일 때 최소열저항값이 나타내었다. 이러한 결과는 유속에 따라서 방열흰의 선택이 매우 중요함을 의미하고 있다. 즉 유속이 느릴수록 방열흰의 개수가 많을수록 흰과 흰사이의 간격이 좁아져서 유동저항이 증가하여 열전달 성능이 나빠짐을 알 수 있다. 그러나 유속이 빨라질수록 방열흰의 개수가 많아

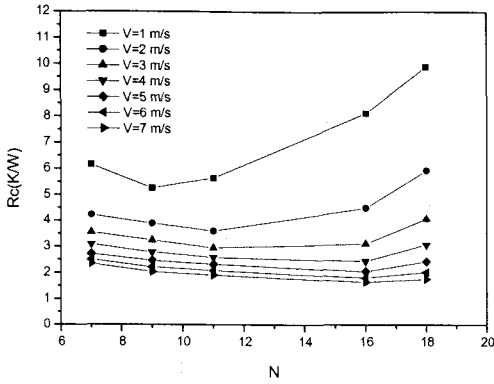


Fig. 5 Rc for increase of fin number at $Q_p=5W$

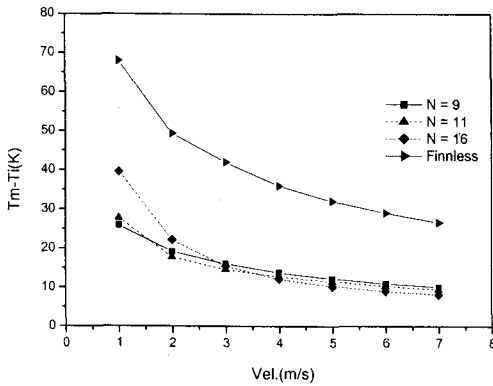


Fig. 6 Variation of T_m-T_i for the inlet air velocity at $Q_p=5W$

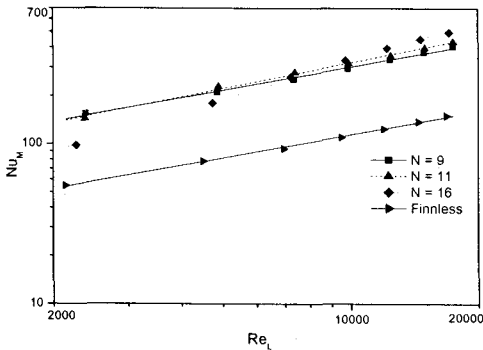


Fig. 7 Variation of NUM with respect to Re_L at $Q_p=5W$

저도 흰 사이의 bypass 유동의 증가에 의해 열전달이 촉진됨을 알 수 있다.

Fig. 6은 입력전력이 5W일 때 흰이 부착되지 않은 모듈과 흰부착 모듈($n=9,11,16$)에 있어서 채널입구의 평균유속에 따른 모듈온도와 유입공기와의 온도차에 대한 변화를 나타낸 그림이다.

모듈과 공기온도와의 온도차는 흰이 부착된 모듈이 흰이 부착되지 않은 모듈보다 40K~20K정도로 감소하였다. 흰 개수에 따른 모듈과 공기온도와의 차이는 흰개수에 따라 크게 차이가 나지 않음을 보여주고 있다. $n=16$ 의 경우에는 $n=9$ 와 11개의 비하여 10K~5K정도 더 높게 나타났다.

Fig. 7은 입력전력이 5W일 때 흰이 부착되지 않은 모듈과 흰부착 모듈과의 Nusselt수의 결과를 나타낸 그림이다. 이 그림에서 나타낸 흰개수는 Fig. 5의 결과를 기준으로 하여 유속에 따른 최소 열저항이 나타나는 흰개수($n=9, 11, 16$)를 선택하였다. Nusselt수, Nu , 는 다음과 같이 정의된다.

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (1)$$

여기서 h 는 모듈의 표면적을 기준으로 한 대류열 전달율, L 은 모듈의 길이 그리고 k 는 공기의 열전도율이다. 채널의 수력직경 D_h 를 기준으로 한 Re 수는 다음 식과 같다.

$$Re = \frac{VD_h}{\nu} \quad (2)$$

여기서 V 는 채널입구의 평균유속이고 ν 는 공기의 동점성계수이다.

열전달 성능은 추측한 비와 같이 방열흰이 부착되지 않은 모듈에 비해 흰부착 모듈의 경우가 2.7 ~ 3.3배 정도 더 증가하였다.

HM/AF 배열의 실험에 의해 단열벽온도 T_{ad} 를 측정하여 다음과 같은 식으로 열와류인자 F 를 구하였다.

$$F = \frac{T_{ad} - T_i}{Q_A} \quad (3)$$

F 는 모듈 주위의 벽 표면에 대한 열저항[K/W]의 개념을 가지며, 열와류가 벽면의 가까이에서 운반하는 엔탈피 수송을 열저항의 형태로 표현한

것이다.

Fig. 8은 $V=1\text{m/s}$ 일 때 모듈 주위의 단열벽 온도의 분포를 나타내었고, 또한 단열벽 온도를 기준으로 한 식 (4)를 이용하여 구한 F값의 선도를 나타낸 그림이다. Fig. 8(a)는 흰이 부착되지 않은 모듈의 경우, Fig. 8(b)~(d)는 흰 개수가 $n=9, 11, 16$ 개의 경우에 대하여 등열와류인자 F선도를 나타낸 것이다. Fig. 8(a)~(d)의 그림에서 보듯이 단열벽온도가 높은 영역은 모듈 부근에 나타나고 이에 대응하여 열와류인자 F의 값도 커지게 된다. F값은 모듈로부터 멀어질수록 단열벽 온도가 감소함으로 인하여 F값도 서서히 감소함을 알 수 있다. 이것은 가열된 모듈로부터의 방열된 고온의 공기가 모듈 근방에 있어서 고온공기의 엔탈피 수송이 잘 일어나지 않기 때문에 나타나게 된다. 흰을 부착한 모듈의 경우(Fig. 8(b)~(d))가 흰을 부착하지 않은 모듈에 비해 모듈 주위의 단열벽온도 분포가 크게 감소함을 알 수 있다. 단열벽온도 $29.23\text{ }^\circ\text{C}$ 를 기준으로 한 모듈 주위의 온도분포의 면적(모듈면적포함)은 흰이 부착되지 않은 모듈에 비해 $n=9$ 개인 모듈의 경우는 55%, $n=11$ 의 경우는 51%, $n=16$ 의 경우는 43%정도 감소함을 보였다. 이 결과는 Fig. 5의 결과에서 $V=1\text{m/s}$ 에서 최소열저항이 흰개수가 9개일 경우에 나타남을 보인 것과 일치함을 알 수 있다. 따라서 $V=1\text{m/s}$ 에서는 $n=9$ 개에서 열전달 촉진이 제일 잘일어남을 알 수 있다.

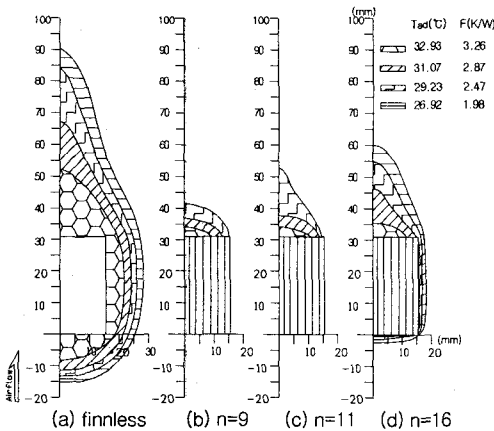


Fig. 8 Iso-F contours around Module and Finned-Module on the floor at $V=1\text{m/s}$, $Q_p=5\text{W}$

3.3 AM/HF 배열

LCF 표면상의 변색분포는 정상상태에 있어서 온도분포를 나타낸다. 액정막에 표시된 온도분포에서 동일한 색깔 영역은 등온상태를 나타낸다. 모듈 주변에서 발생한 온도분포는 모듈에 의한 수력학적인 유동의 영향 범위를 표시하게 된다. 이들의 그림에서 모듈 주위의 온도분포의 양상은 Fig. 4의 유막법에 의해 가시화된 결과와 잘 일치하고 있다.

AM/HF의 실험에서 벽면의 열유속 q 를 일정하게 하여, 벽면온도 T_w 를 측정하여 다음 식으로부터 벽면상의 단열열전달계수 h_{ad} 를 구하였다.

$$h_{ad} = \frac{q}{(T_w - T_{ad})} \approx \frac{q}{(T_w - T_i)} \quad (4)$$

모듈 주변의 열후류 영역내의 열전달계수 h_{ad} 는 $(T_w - T_{ad})$ 를 기준으로 한다. 단지 T_{ad} 의 결정에는 모듈로부터의 열후류의 영향이 지배적으로 벽면 자체의 방열에 의한 온도경계층의 발달은 T_{ad} 에 큰 영향을 미치지 않는다. 이러한 가정에 의해 근사적으로 $T_{ad} \approx T_i$ 로 변환할 수 있다.

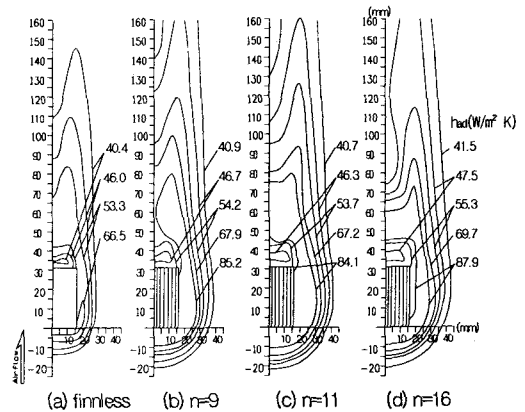


Fig. 9 Iso- h_{ad} contours around Module and Finned-Module on the floor at $V=5\text{m/s}$, $q=0.062\text{W/cm}^2$

Fig. 9는 $V=5\text{m/s}$ 일 때 흰부착 모듈과 흰이 부착되지 않은 모듈 주위의 단열열전달계수의 분포를 나타낸 그림이다. Fig. 9(a)는 흰이 부착되지 않은 모듈의 경우, Fig. 9(b)~(d)는 흰 개수가

$n=9, 11, 16$ 개의 경우에 대하여 등열전달계수 h_{ad} 선도를 나타낸 것이다. 등- h_{ad} 선의 양상은 모듈 주변에서 발생하는 말굽형 와류와 잘 일치하고 있다. 환이 부착되지 않은 모듈(Fig. 9(a))의 경우에는 모듈 측면 부근과 모듈 후방의 재부착 영역에서 h_{ad} 가 높게 나타났고, 환이 부착된 모듈(Fig. 8(b)~(d))에서는 모듈 측방과 후방의 넓은 영역에 걸쳐서 h_{ad} 가 높게 나타났다.

4. 결론

평행평판 채널내의 기판에 부착된 환이 부착되지 않은 모듈과 환부착 모듈 주위의 열전달 특성을 실험적으로 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 유막법을 사용하여 환의 개수에 따른 모듈 주위의 흐름을 가시화 하였다.

(2) HM/AF 배열을 이용하여 환부착 모듈의 경우가 환이 부착되지 않은 모듈에 비해 열전달계수가 3배정도 더 높게 증가되었고, 유속에 따른 최소열저항이 존재함을 구하였다. 또한 환의 유무에 따른 모듈의 방열이 단열벽온도에 미치는 영향을 열와류인자 F 로 표시하여 모듈 주위에서의 F 분포를 구하였다. 이 F 의 분포가 나타나는 면적은 $V=1m/s$ 의 경우에는 환이 없는 모듈에 비해 환개수가 9개인 모듈의 경우는 그 면적이 55%나 감소함을 보였다.

(3) AM/HF 조합을 이용하여 환의 유무에 따른 유동의 수력학적인 영향으로 인한 단열모듈 주위의 단열열전달계수 h_{ad} 의 분포를 구하였다. h_{ad} 분포의 양상은 모듈로부터 발생하는 말발굽형 와류의 양상과 일치하고 있다.

참고문헌

- (1) Chang, M. J., Shyu, R. J. and Fang, L. J., 1987, "An experimental study of heat transfer from surface mounted components to channel airflow", ASME, No. 87-HT-75.
- (2) Shaw, H. J. and Chen, W. L., 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) Roeller, P. T., Stevens, J. and Webb, B. W., 1991, "Heat Transfer and Turbulent Flow Characteristics of Isolated Three-Dimensional Protrusions in Channels", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 113 pp. 597-603.
- (4) Nakayama, W. and Park, S. H., 1996, "Conjugate Heat Transfer from a Single Surface-Mounted Block to Forced Convective Air Flow in a Channel", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 118, pp. 301-309.
- (5) Sarah M. Bazydola and Mohammad E. Taslim, 1993, "An Experimental Investigation of a Staggered Array of Heatsinks in the Hydrodynamic and Thermal Entrance Regions of a Duct", ASME J. of Electronic Packaging, Vol. 115, pp. 106-111.
- (6) Kei S. Lau and Roop L. Mahajan, 1989, "Effects of Tip Clearance and Fin Density on the Performance of Heat Sinks for VLSI Packages", IEEE Transactions on components, hybrids, and manufacturing technology, Vol. 12, No 4, pp. 757-765.
- (7) S. Gavali, Kailish C. Karki, Suhas V. Patankar, and K. Miura, 1993, "Effect of Heat Sink on Forced Convection Cooling of Electronic Components : A Numerical Study", ASME, Advances in Electronic Packaging, Vol. 4-2, pp. 801-807.