

# 마이크로채널 방열블럭의 최적설계

조영진\* · 최충현\* · 김재중\*\* · 이재현\*\*\*  
(2000년 8월 2일 접수)

## Optimum Design of Microchannel Heat Sinks

Young-Jin Cho, Chung-Hyun Choi, Jae-Jung Kim and Jae-Heon Lee

**Key Words:** Microchannel Heat Sinks(마이크로채널 방열블럭), Channel Number(채널수), Total Thermal Resistance(총합열저항), Fin Thickness(핀두께), Aspect Ratio(형상비)

### Abstract

In present study a methodology has been developed and applied for the optimum design and performance evaluation of microchannel heat sinks. The optimum design parameters include channel number and fin thickness. For a trial model of 127mm in length, 52.5mm in width, 16mm in height and 2.5mm in base thickness, the optimum channel number and the fin thickness have been determined to be of 194 and 0.08359mm, respectively in laminar flow region. Performance of the optimally designed microchannel heat sinks has been compared with those having 50% and 150% of the number of channels. The results showed that the 50% and 150% designs increased the pumping power by 200% and 150%, respectively.

### 1. 서론

전자장비의 초소형화, 고밀도화 및 고출력화로 인해 효율적인 냉각장치의 필요성이 증대되고 있으며, 이에 따라 마이크로채널 방열블럭이 널리 사용되고 있다.

마이크로채널 방열블럭은 VLSI회로의 냉각용으로 처음 도입된 이후로 마이크로채널 방열블럭의 최적형상을 결정하기 위한 연구들이 수행되어져 왔다. 압력강하량과 펌프동력이 일정한 경우 형상비가 큰 채널내에 완전발달된 층류유동이 존재할 때 Tuckerman and Pease<sup>(1)</sup>는 실험적인 방법으로 최적의 채널폭을 구하고 열전달이 촉진됨을 보였다. Keys<sup>(2)</sup>는 해석적인 기법을 통하여 채널의 최적형상을 구하였다. 채널내의 유동영역이 층류영역에서 난류영역까지 존재할 때 Phillips<sup>(3)</sup>와

Faghri<sup>(4)</sup>는 여러 가지 유동단면적을 가진 마이크로채널 방열블럭의 설계 및 성능분석을 위한 프로그램을 개발하였다. 채널내의 유동이 완전발달된 층류유동이 유지되는 경우에 Landram<sup>(5)</sup>은 최적의 마이크로채널 방열블럭형상을 결정하는 계산기법을 소개하였으며, 최적의 형상은 유체와 고체의 열전도율비 그리고 형상비에 관련되어 있음을 보였다. 채널내 유동이 완전발달된 유동이며 채널폭과 핀두께의 비가 일정한 경우에 Goodling and Knight<sup>(6)</sup>는 마이크로채널 방열블럭의 일반적인 여러 가지 최적화 기법을 소개하고 채널수와 채널 형상비가 열저항값과 연관 관계가 있으며 최소열저항은 유체의 유동이 난류영역에서 나타남을 보였다.

지금까지 마이크로채널 방열블럭의 최적설계에 관해 수행된 대부분의 연구들이 정해진 형상 및 조건에 대해 최적의 형상을 구하고 그 성능에 영향을 미치는 인자들을 논의한 것이었으며 열저항법을 이용하여 최적설계를 하는 연구도 일부 수행하였다. 그러나 실제 산업현장에서 마이크로채널 방열블럭의 최적설계에 적용가능한 열저항

\* 한양대학교 대학원 기계공학과

\*\* 대우전자(주) 품질경영연구소

\*\*\* 회원, 한양대학교 공과대학 기계공학부

E-mail : jhlee@email.hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0425 FAX : (02)2293-5169

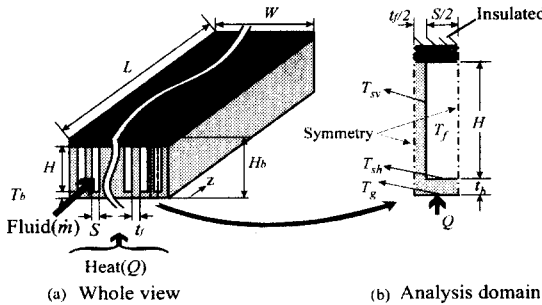


Fig. 1 Schematic diagram of microchannel heat sinks and analysis domain

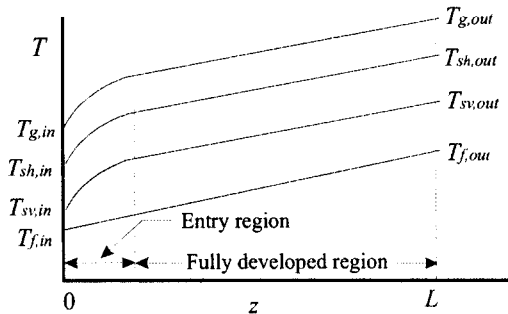


Fig. 2 Temperature profiles at the different position of heat sink

법을 이용한 연구에서는 열저항의 구성이 실제 방열블록에서 발생하는 열저항과 일치하지 않는 경우가 많으며 또한 이를 이용하여 설계한 방열블록의 성능평가에 관한 논의도 부족하였다.

따라서 본 연구에서는 다양한 채널형상의 실용적인 마이크로채널 방열블록에 사용할 수 있도록 수평핀표면과 수직핀표면에서의 대류열전달을 구분하여 고려한 열저항법을 이용하여 방열핀의 재질, 냉각유체의 종류, 유동조건 및 채널 형상에 따른 마이크로채널 방열블록의 최적설계 및 성능분석을 위한 방법을 제시하고자 한다.

## 2. 방열블록의 열해석

본 연구에서는 마이크로채널 방열블록의 최적 설계 방법으로 열저항법을 이용하였다. 열저항법은 대상물체 내의 열흐름을 저항 개념의 선도로 구성하고 이 저항값을 이용하여 열전달량을 구하는 방법이다. 총합열저항은 마이크로채널 방열블록에 존재하는 열저항의 합으로서 이 값을 최소화하는 것이 우수한 방열기 설계기술이다. 이와

같은 총합열저항은 여러 가지 요인에 따라서 크게 변화되므로 최적의 방열기형상을 정확히 결정하기 위해서는 마이크로방열블록 내의 유동특성 및 온도변화특성이 고려된 보다 타당한 총합열저항의 산정이 필요하다.

### 2.1 방열블록 모델

전형적인 마이크로채널 방열블록의 형상과 해석영역을 각각 Fig. 1의 (a), (b)에 나타내었으며 논의의 편의를 위해 채널내 유체의 유동방향으로 z좌표를 도입하였다. 그림에서 W, Hb, L 및 tb는 각각 마이크로채널 방열블록의 너비, 높이, 길이 및 바닥두께를 나타내며 S, H 및 tf는 각각 채널의 폭, 높이 및 핀두께를 나타낸다. 전자부품에서 발생된 열량 Q는 마이크로채널 방열블록 바닥으로 유입되어 각각의 단면이 H×S인 다수의 채널내를 유동하고 있는 작동유체로 전달된다. 이때 채널내 유체의 유동특성으로는 채널단면적이 작으므로 수력학적 완전발달유동이 존재하는 것으로 간주될 수 있다.<sup>(7)</sup>

Fig. 1(a)에서 보이는 바와 같이 마이크로채널 방열블록은 채널과 핀의 반복적인 구조이므로 해석영역은 Fig. 1(b)에서 보이는 바와 같이 채널폭의 절반과 핀두께의 절반으로 이루어지는 전형적인 덕트형상으로 설정할 수 있다. 그림에서 모든 온도는 유동방향에 수직인 단면에서의 평균온도를 나타내며 Tsv, Tsh, Tg 및 Tf는 각각 채널의 수직핀 표면 평균온도, 채널의 수평핀 표면 평균온도, 마이크로채널 방열블록의 바닥 평균온도 및 작동유체의 평균온도를 나타낸다. 해석영역의 바닥에서는 일정열량, Q가 가해지고 있으며, 해석영역의 상부는 단열되어 있다. 한편 해석영역의 왼쪽과 오른쪽면은 대칭적인 경계를 가진다.

### 2.2 총합열저항의 산정

바닥에서 일정한 열유속이 공급될 때 방열핀 바닥의 평균온도 Tg, 수평핀 표면 평균온도 Tsh, 수직핀 표면 평균온도 Tsv 및 작동유체의 단면 평균온도 Tf의 정성적인 온도특성을 유동방향에 따라 Fig. 2에 나타내었다. 이러한 온도들은 열적입구영역에서 급격히 상승되고 이후의 열적완전 발달영역에서는 거리에 따라 일차원적으로 증가

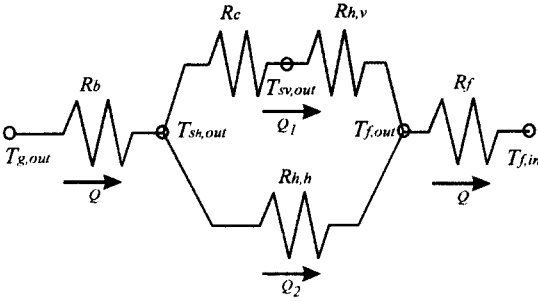


Fig. 3 Thermal resistances network at the heat sink

되는 것을 볼 수 있다. 이는 핀 표면에서 유체로의 대류열전달 계수가 큰값을 가지나 유동방향으로 진행하면서 감소되다가 열적완전발달영역을 지나서는 일정한 값으로 유지되기 때문이다. 그림에서 보면 채널에서의 최대온도는 채널 출구에서의 방열핀 바닥 평균온도  $T_{g,out}$ 이며, 최소온도는 유입유체의 단면평균온도  $T_{f,in}$ 임을 알 수 있다.

이러한 상황에서 전체방열핀의 열저항선도는 Fig. 3과 같이 표현될 수 있으며 총합열저항,  $R_{tot}$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
 R_{tot} &= \frac{\Delta T_{max}}{Q} = \frac{T_{g,out} - T_{f,in}}{Q} \\
 &= R_b + [(R_c + R_{h,v})^{-1} + R_{h,h}^{-1}]^{-1} + R_f \\
 &= \frac{T_{g,out} - T_{sh,out}}{Q} + \left[ \left( \frac{T_{sh,out} - T_{sv,out}}{Q_1} \right. \right. \\
 &+ \left. \left. \frac{T_{sv,out} - T_{f,out}}{Q_1} \right)^{-1} + \left( \frac{T_{sv,out} - T_{f,out}}{Q_2} \right)^{-1} \right]^{-1} \\
 &+ \frac{T_{f,out} - T_{f,in}}{Q} \quad (1)
 \end{aligned}$$

위식에서 각각의 열저항은 차례대로 전도열저항  $R_b$ , 수축열저항<sup>(3)</sup>  $R_c$ , 수직핀 표면대류열저항  $R_{h,v}$ , 수평핀 표면대류열저항  $R_{h,h}$  및 용량열저항  $R_f$ 를 뜻한다. 또한  $Q_1$ 과  $Q_2$ 는 각각 수직핀 표면을 통한 열전달량과 수평핀 표면을 통한 열전달량을 나타낸다.

2.2.1 전도열저항

전도열저항은 열량이 열원으로부터 방열핀 바닥을 통할 때 생기는 저항으로서 다음과 같이 표

현된다.

$$R_b = \frac{t_b}{k_s A_b} \quad (2)$$

여기서,  $k_s$ 와  $A_b (= W \cdot L)$ 은 각각 방열핀 재질의 열전도율과 방열핀바닥의 전체면적을 나타낸다.

2.2.2 수축열저항 (Constriction thermal resistance)

수축열저항은 채널의 수평단면에서 수직단면으로 열이 전달될 때의 열전달 면적이 감소되는데 따르는 저항으로서 아래와 같이 표현된다.<sup>(3)</sup>

$$R_c = \frac{-1}{Nk_s L \pi} \ln \left[ \sin \frac{\pi t_f}{2(S + t_f)} \right] \quad (3)$$

여기서,  $N$ 은 방열핀의 채널수를 나타낸다.

2.2.3 대류열저항

대류열저항은 핀표면에서 작동유체 내부로 대류에 의해 열이 전달될 때의 저항으로서, 수직핀 표면대류열저항  $R_{h,v}$ 와 수평핀 표면대류열저항  $R_{h,h}$ 이 있으며 각각 아래와 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
 R_{h,v} &= 1 / (h A_e) \\
 R_{h,h} &= 1 / (h N A_b) \quad (4)
 \end{aligned}$$

여기서,  $h$ 는 출구단면평균 대류열전달계수이며  $A_e$ 는 유효 열전달면적으로서 다음과 같이 표현된다.

$$A_e = N \eta A_h \quad (5)$$

여기에서  $\eta$ 와  $A_h (= 2LH)$ 는 각각 핀효율 및 채널수직면적을 나타낸다. 본 연구에서  $H \gg S$ 이므로 핀효율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta = \frac{\tanh(H\lambda)}{H\lambda} \quad (6)$$

여기서,  $\lambda$ 는 특성길이를 나타내며 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda = \sqrt{\frac{2h}{k_s t_f}} \quad (7)$$

2.2.4 용량열저항

용량열저항은 작동유체가 채널의 입구에서 출구까지 유동할 때의 저항으로서 아래와 같이 표현될 수 있다.

$$R_f = 1/(\rho N A_c V c_p) \quad (8)$$

여기서,  $\rho$ ,  $A_c (= S \cdot H)$ ,  $c_p$  및  $V$ 는 각각 작동유체의 밀도, 채널단면적, 비열 및 체적속도이다.

식 (2) ~ 식 (8)을 식 (1)에 대입하여 정리하면 총합열저항은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$R_{tot} = \frac{t_b}{k_s A_b} + \left\{ \left[ \frac{-1}{k_s L N \pi} \ln \left( \sin \frac{\pi t_f}{2(S+t_f)} \right) + \frac{1}{h A_e} \right]^{-1} + \left( \frac{1}{h N A_b} \right)^{-1} \right\}^{-1} + \frac{1}{\rho N A_c V c_p} \quad (9)$$

윗식의 총합열저항값을 구하려면 방열핀의 기하학적 크기와 물성치 이외에도 단면평균속도  $V$ 와 출구 단면평균 대류열전달계수  $h$ 가 결정되어야 하며 이들의 상세 계산과정은 참고문헌[8]로 대신하였다. 또한 총합열저항의 산정시 사용되는 물성값들은 실용적인 마이크로채널 방열블럭의

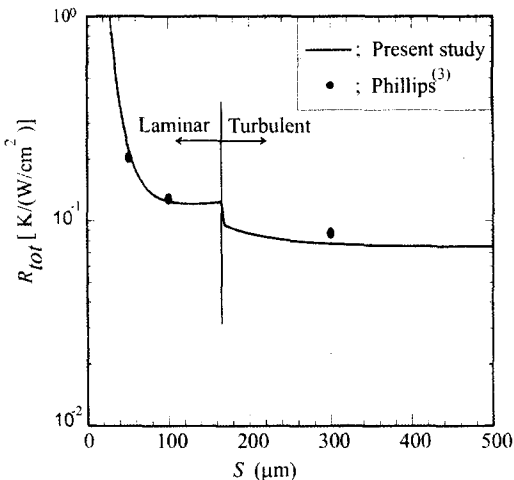


Fig. 4 Comparison of thermal resistance between the present study and Phillips<sup>(3)</sup>

최적설계와 성능평가에 관한 상세한 정보를 제공하기 위하여 온도에 따른 변화가 고려된 것이다.

3. 최적설계 및 성능평가 방안

방열블럭에서 총합열저항값은 여러 가지 변수에 따라서 그 값이 달라지게 되며, 최대열전달은 식 (1)을 살펴보면 방열블럭에서의 최대열전달량은 총합열저항값이 최소일 때 얻어질 수 있다.

총합열저항은 식 (9)에서 알 수 있듯이 냉각유체종류, 방열핀의 재질, 핀두께, 채널수 그리고 채널폭과 핀두께의 비 등에 따라 그 값이 변동될 수 있다. 일반적으로 마이크로채널 방열블럭의 기하학적 변수들 가운데 외형( $W$ ,  $L$ ,  $H_b$ ,  $H$  및  $t_b$ )은 열원의 크기에 따라서 결정이 되므로 마이크로채널 방열블럭의 최적설계는 채널의 갯수를 결정하는 채널의 형상비  $\alpha (= S/H)$ 와 핀두께  $t_f$ 가 어떠한 값을 갖느냐 하는 것이 중요한 관건이다.

따라서 본 연구에서는 식 (9)에 보이는 많은 변수들 중에서 채널의 형상비와 핀두께를 설계변수로 설정하고 이를 변화시켜가며 총합열저항값을 계산하였으며 그 값이 최소가 되는 채널의 형상비와 핀두께를 최적의 형상으로 선정하였다. 다만 극소총합열저항값이 층류와 난류유동영역에서 각각 하나씩 나타날 경우에 난류유동영역에서의 극소열저항 값이 층류유동 극소값의 90% 이상이라면, 펌프동력이 적게 소요되는 층류유동 영역의 형상을 최적형상으로 결정하였다.

일단 설계완료된 마이크로채널 방열블럭의 성능평가는 방열블럭에 공급되는 냉각유체의 체적유량을 변화시켜 가면서 이에 따른 펌프동력과 냉각열량의 변화를 산정한다. 이 결과를 이용하면 해당 방열블럭이 우수한 성능을 발휘하는 유량 및 냉각열량 범위를 결정할 수 있을 것이다. 본 연구에서는 위에서 제시한 최적설계 및 성능평가방안을 바탕으로 컴퓨터프로그램을 작성하였으며 이에 대한 자세한 사항은 참고문헌[8]에 도시되어 있다.

4. 결과 및 토의

4.1 타당성 검증

본 연구에서는 마이크로채널 방열블럭의 최적

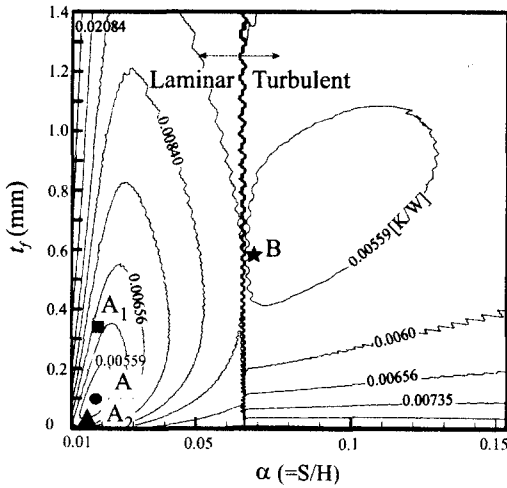


Fig. 5 Contours of total thermal resistance for the specified pressure drop of 68947Pa

채널수  $N$ 과 핀두께  $t_f$ 를 결정하고, 아울러 마이크로채널 방열블럭의 성능을 평가하기 위한 방법을 제안하고 이를 응용한 프로그램을 작성하였다. 작성된 프로그램의 타당성을 검증하기 위하여 Phillips<sup>(3)</sup>가 수행한 실험결과와 비교를 실시하였다. 비교대상 마이크로채널 방열블럭은 방열블럭 전체의 압력강하량이 68947Pa (=10Psi)이고 채널의 형상비  $\alpha$ 가 0.25인 3가지 형상[ (S:H)가 각각 (0.05mm:0.2mm), (0.1mm:0.4mm) 그리고 (0.3mm:1.2mm)]의 실리콘 수냉 방열블럭이다. 본 연구에서는 이와 같은 3가지 경우가 포함될 수 있도록 형태비를 유지하며 채널폭에 따른 총합열저항 해석결과를 비교하였다. 이때 비교대상 실리콘 방열블럭의 열전도율  $k_s$ , 길이  $L$ , 너비  $W$  및 바닥두께  $t_b$ 는 각각 123W/(m·K), 10mm, 10mm 및 0.1mm이다. 작동유체로 사용된 물의 밀도, 점도 및 비열은 각각 977kg/m<sup>3</sup>, 0.000414 kg/(m·s) 및 4186J/(kg·K)이다. 채널폭  $S$ 와 핀두께  $t_f$ 는 동일하게 설계되도록 주어져 있으며 입구 유체온도와 마이크로채널 방열블럭 바닥면에 가해지는 열유속은 300K와 100W/cm<sup>2</sup>이다. 참고적으로 본 비교대상에서는 채널폭  $S$ 가 0.16mm 이상일 때 채널 내의 유동이 층류에서 난류로 바뀐다.

상기 비교대상에서 대하여 채널폭의 변화에 따른 총합열저항  $R_{tot}$ 의 변화를 계산하였으며 그 결

과를 Phillips<sup>(3)</sup>의 실험결과와 상호비교하여 Fig. 4에 나타내었다. 그림에서 보면 층류영역에서 5% 이내로 일치하고 난류영역에서 10% 이내의 범위로 일치된다. 이로부터 본 연구방법의 타당성을 입증할 수 있었다.

#### 4.2 최적형상의 결정

대용량 컴퓨터에서 칩 냉각을 위해 사용되는 실제의 마이크로채널 방열블럭에 대해 본 연구에서의 최적설계 방법을 적용하여 최적의 채널수와 핀두께를 결정하고자 하였다.

적용대상은 60/40 glycol혼합물을 작동유체로 하며 길이  $L$ , 너비  $W$ , 높이  $H_b$  및 바닥두께  $t_b$ 가 각각 127mm, 52.5mm, 16mm 및 2.5mm인 알루미늄제 마이크로채널 방열블럭이다. 본 연구에서는 마이크로채널 방열블럭의 설계를 위한 제한 조건으로서 방열블럭 전체의 압력강하량을 이전의 연구에서 적용된 바 있는 68947Pa (=10Psi)<sup>(3)</sup>로 설정하였다. 형상비  $\alpha$ 값과 핀두께  $t_f$ 값의 범위는 일반적인 적용범위<sup>(1,3,6,8)</sup>를 고려하여 0.01~0.15와 0.01~1.4mm로 설정하였다. 입구유체온도와 최대허용바닥온도는 343K와 373K로 설정하였다.

적용대상에 대한 본 연구의 계산결과로부터 핀두께  $t_f$ 와 형상비  $\alpha$  변화에 따른 총합열저항선의 분포를 Fig. 5에 나타내었다. 그림에서 총합열저항값은 형상비 0.065를 전후로 하여 불연속적으로 나타났다. 이러한 불연속은 채널내의 유동특성이 형상비 0.065 부근에서 천이되기 때문이다. 그림에서 보면 총합열저항의 범위는 0.00559K/W~0.021K/W로 나타났으며 총합열저항선은 채널내 유체유동이 층류유동인 경우와 난류유동인 경우로 크게 구별되어 나타났다. 층류유동영역에서의 총합열저항값은 형상비가 작아지고 핀두께가 얇아질수록 그 값이 감소하는 특성을 보였다. 그러나 난류유동영역에서는 형상비가 작아지고 핀두께가 두꺼워 질수록 총합열저항값이 감소하는 특성을 보였다.

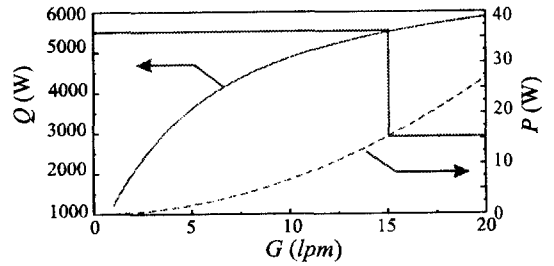
한편 최소총합열저항값은 층류 유동영역 및 난류 유동영역에서 각각 하나의 극점을 가지며 층류유동영역과 난류유동영역에서의 극소총합열저항값, 5.324K/kW을 가지는 A형상은 채널수

와 핀두께가 각각 194개와 0.08359 mm이며, 수식 (1)과 펌프동력산정식<sup>(8)</sup>을 이용하여 선정된 냉각 열량과 펌프동력은 각각 5500W와 15W이었다. 그리고 난류유동영역에서 극소총합열저항값, 5.499 K/kW를 가지는 B형상은 채널수와 핀두께가 각각 41개와 0.55374mm이며, 이때의 냉각열량과 펌프동력은 각각 5390W와 120W이었다. 이와 같이 층류유동 영역에서의 극소값이 난류유동영역에서의 극소값보다 작으므로 최적의 형상은 층류유동 영역의 A형상으로 선정한다.

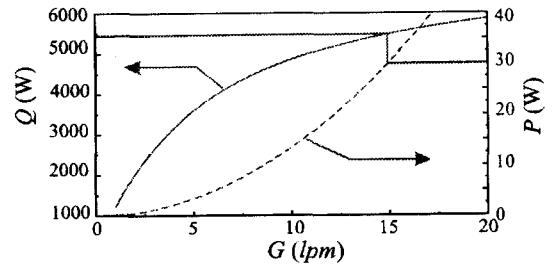
#### 4.3 최적 마이크로채널 방열블럭의 성능평가

본 연구에서는 앞 절에서 선정된 최적형상(A형상)으로 설계된 방열블럭의 성능을 여타 형상에서의 성능과 비교평가하기 위하여, 채널수가 최적형상 경우의 절반인 97개( $t_f=0.34932\text{mm}$ )로 설계된 마이크로채널 방열블럭(A<sub>1</sub>형상)과 채널수가 1.5배인 291개( $t_f=0.02226\text{mm}$ )로 설계된 마이크로채널 방열블럭(A<sub>2</sub>형상)을 추가로 선정하였다. 이때 핀 두께는 정해진 채널 수에서 최소 열저항을 갖도록 선정되었다. 참고적으로 A<sub>1</sub>형상과 A<sub>2</sub>형상에 대한 총합열저항은 Fig. 5에 각각 ■ 및 ▲로 나타내었다.

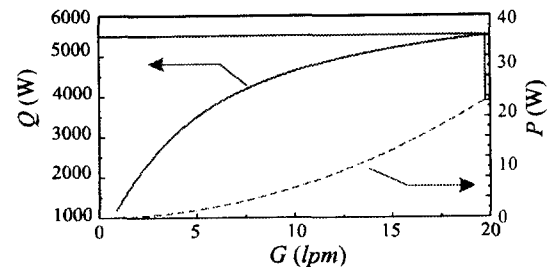
상기 세 가지 형상의 방열블럭에서 체적유량변화에 따른 냉각열량과 펌프동력의 변화를 산정하고 이를 Fig. 6에 (a), (b) 및 (c)에 나타내었다. 그림에서 실선과 점선은 각각 냉각열량과 펌프동력을 나타낸다. 그림에서 보면 체적유량이 증가할수록 냉각열량은 로그함수적으로 증가하고 펌프동력은 체적유량의 제곱에 비례하여 증가됨을 알 수 있다. 그림 (a)에서 보면 최적의 A형상으로 설계된 마이크로채널 방열블럭의 운전점에서의 체적유량, 펌프동력 및 냉각열량은 각각 15lpm, 15W 및 5500W임을 알 수 있다. 그림 (b)에서 보면  $N=97$ ,  $t_f=0.34932\text{mm}$ 로 설계된 마이크로채널 방열블럭(A<sub>1</sub>형상)은 최적의 형상으로 설계된 마이크로채널 방열블럭과 유량에 따른 냉각열량과 펌프동력이 유사한 거동을 보이거나 냉각열량 5500W일 때 14.5lpm, 29.5W로서 펌프동력이 A형상대비 2배 정도 높게 나타남을 알 수 있다. 그림 (c)의  $N=291$ ,  $t_f=0.02226\text{mm}$ 로 설계된 마이크로채널 방열블럭(A<sub>2</sub>형상) 역시 최적의 형상으로 설계된 마이크로채널 방열블럭과 유량에 따른 냉각열량과 펌프동력이 유사한 거동을 보이거나 냉각열



(a) Design A (Optimum design);  $N=194$ ,  $t_f=0.08359\text{mm}$



(b) Design A<sub>1</sub>;  $N=97$ ,  $t_f=0.34932\text{mm}$



(c) Design A<sub>2</sub>;  $N=291$ ,  $t_f=0.02226\text{mm}$

Fig. 6 Performance evaluation of various micro-channel heat sinks

량 5500W일 때 19.7lpm, 23W로서 펌프동력이 A형상대비 1.5배 정도 높게 나타났다.

따라서 본 연구에서 제안된 최적설계법으로 설계된 방열블럭(A형상)은 동일한 냉각열량 5500W의 경우 최적설계가 되지 않은 방열블럭(A<sub>1</sub> 및 A<sub>2</sub>형상)에 비해 펌프동력이 각각 50%와 36% 낮게 소모되어 가장 실용성이 우수한 것으로 평가되었다.

## 5. 결론

본 연구에서는 실용적인 마이크로채널 방열블럭에 사용할 수 있도록 입구영역의 유동특성변화와 온도에 따른 작동유체의 물성치 변화를 고려

한 최적설계 및 성능 분석을 위한 방법을 제시하였다. 이를 이용하여 길이, 너비, 높이 및 바닥두께가 각각 127mm, 52.5mm, 16mm 및 2.5mm인 설계대상에 대하여 최적설계를 수행하여 최적의 핀두께  $t_f$ 는 0.08359mm 그리고 채널수는 194개임을 밝혔다. 아울러 최적의 형상(A형상)으로 설계된 마이크로채널 방열블럭의 성능을  $N=97$ ,  $t_f=0.34932$ mm로 설계된 마이크로채널 방열블럭(A<sub>1</sub>형상)과  $N=291$ ,  $t_f=0.02226$ mm로 설계된 마이크로채널 방열블럭(A<sub>2</sub>형상)과 비교한 결과, 동일한 냉각열량 5500W에서 최적형상인 경우, 펌프동력은 A<sub>1</sub>형상 및 A<sub>2</sub>형상 대비 각각 50%와 36% 낮게 소모되는 것으로 평가되었다.

### 참고문헌

- (1) Tuckerman, D. B., and Pease, R. F. W., 1981, "High-Performance Heat Sinking for VLSI," *IEEE Electron Device Letters*, Vol. EDL-2, No. 5, pp. 126~129.
- (2) Keys, R. W., 1984, "Heat Transfer in Forced Convection Through Fins," *IEEE Trans. Electron Devices*, ED-31, pp. 1218~1221.
- (3) Phillips, R. J., 1987, "Forced convection, liquid cooled microchannel heat sinks," *MS Thesis, Massachusetts Institute of Technology*, Cambridge, MA.
- (4) Faghri, M., Choquette, S. F., Charmchi, M. and Asako, Y., 1996, "Optimum Design Of Microchannel Heat Sinks," *MicroElectro mechanical Systems, ASME DSC-VOL.59*, pp. 115~126.
- (5) Landram, C. S., 1991, "Computational Model for Optimizing Longitudinal Fin Heat Transfer in Laminar Internal Flows," *ASME. Heat Transfer in Electronic Equipment*, HTD-Vol. 171.
- (6) Goodling, J. S., and Knight, R. W., 1994, "Optimal Design of Microchannel Heat Sinks: A Review," *Optimal Design of Thermal Systems and Components, ASME HTD-Vol. 279*, pp. 65~77.
- (7) Yin, X., and Bau, H. H., 1997, "Uniform Channel Micro Heat Exchangers," *J. Electronic Packing*, Vol. 119, pp. 89~94.
- (8) 김재중, 조영진, 이재현, 오명도, 1997, "마이크로채널 방열핀용 최적설계 프로그램의 제안," 대한기계학회 '97년도 추계학술대회 논문집, pp. 146~151.