

<학술논문>

# 수치 해석을 이용한 단일 마이크로채널의 단면 가열 조건의 열전달 특성에 관한 연구

최치웅<sup>†</sup> · 허 철\* · 김동억\* · 김무환\*

(2007년 7월 9일 접수, 2007년 10월 12일 심사완료)

## Investigation of Heat Transfer in Microchannel with One-Side Heating Condition Using Numerical Analysis

Chi-woong Choi, Cheol Huh, Dongeok Kim and Moo Hwan Kim

**Key Words :** Microchannel(마이크로채널), Heat Loss(열손실), Conjugate Heat Transfer(복합 열전달)

### Abstract

The microchannel heat sink is promising heat dissipation method for high density electronic devices. The cross-sectional shape of MEMS based microchannel heat sink is limited to triangular, trapezoidal, and rectangular due to their fabrication method. And heat is added to one side surface of heat source. Therefore, those specific conditions make some complexity of heat transfer in microchannel heat sink. Though many previous research of conjugate heat transfer in microchannel was conducted, most of them did not consider heat loss. In this study, numerical investigation of conjugate heat transfer in rectangular microchannel was conducted. The method of heat loss evaluation was verified numerically. Heat distribution was different for each wall of rectangular microchannel due to thermal conductivity and distance from heat source. However, the ratio of heat from each channel wall was correlated. Therefore, the effective area correction factor could be proposed to evaluate accurate heat flux in one side heating condition.

### 기호설명

Nu : 누셀트 수 (Nusselt number)  
 Ra : 레일리 수 (Rayleigh number)  
 Pr : 프란틀 수 (Prandtl number)  
 Re : 레이놀즈 수 (Reynolds number)  
 $q_T$  : 전체 열량 (W)  
 $q_{loss}$  : 열손실량 (W)  
 $h$  : 열전달 계수 ( $kW/m^2K$ )  
 $h_{NC}$  : 자연 대류 열전달 계수 ( $kW/m^2K$ )  
 $T_\infty$  : 외기 온도 ( $^{\circ}C$ )

$T_b$  : 유체의 온도 ( $^{\circ}C$ )  
 $T_c$  : 내부의 임의의 온도 ( $^{\circ}C$ )  
 $T_w$  : 외벽 온도 ( $^{\circ}C$ )  
 $A_T$  : 전체 열전달 면적 ( $m^2$ )  
 $A$  : 채널 한 면의 면적 ( $m^2$ )  
 $A_{eff}$  : 유효 열전달 면적 ( $m^2$ )  
 $F$  : 마찰 계수  
 $\alpha$  : 채널의 폭-높이 비(aspect ratio)  
 $q''$  : 열 유속 ( $kW/m^2s$ )  
 $C_{ea}$  : 유효 열전달 면적 수정 인자

### 1. 서론

전자 칩이나 광 소자 등의 고집적화에 따른 높은 발열량과 이로 인한 성능 저하는 이미 널리 알려진 문제이다. 그리고 마이크로채널 히트 싱크

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 포항공과대학교 대학원

E-mail : chiwoong@postech.ac.kr

TEL : (054)279-5911 FAX : (05)279-3199

\* 포항공과대학교

(heat sink)를 그 대안으로 Tuckerman<sup>(1)</sup>이 제안한 이후로 가장 장래성이 높은 방법으로 받아들여졌고, 많은 연구가 진행되어 왔다. 그러나 마이크로채널은 그 제작 방법의 제한성 때문에, 채널 단면의 형상이 삼각, 사각, 사다리꼴 형으로 대표되고 있고, 열은 한 면에서 가해지는 상황으로 받아들여지고 있다. 이러한 상황은 열-유동 해석의 복잡성을 만들게 된다. 이에 따라 단면 가열의 사각채널에서의 열전달 현상을 이해하기 위한 다양한 연구가 진행되어 왔다.

Copeland<sup>(2)</sup>는 CFD 해석을 통해 마이크로 다채널에서 채널 길이, 폭, 깊이, 유속과 같은 인자들의 열저항에 대한 영향을 연구하였다. 그러나, 벽면의 대칭 조건이나 일정 열유속 조건을 경계조건으로 사용한 점은 단순화된 가정을 적용한 계산이었다. Fedorov<sup>(3)</sup>는 완전 발달 유동을 가정하지 않고 3 차원의 전도와 대류 복합 열전달 해석을 하였다. 입구 주위를 제외하고는 벽면 온도가 균일한 결과를 나타내었다. Qu<sup>(4)</sup>는 단면 일정 열유속 조건과 나머지 면은 단열조건을 적용하여, 실리콘으로 만들어진 마이크로 다채널의 수치적 연구를 수행하였다. 그들의 연구에서는 실리콘의 높은 열전도도에 의해 채널 벽의 온도가 거의 일정했으며, 옆면에서의 열전달 계수가 가장 높은 결과를 나타내었다. 또한, 높은 레이놀즈 수에서 높은 열전달 계수와 유체의 낮은 온도 구배를 보였다. Toh<sup>(5)</sup>는 Tuckerman<sup>(1)</sup>의 실험과 같은 조건으로 수치해석을 수행하였고, 단면의 가열 조건과 윗면의 단열조건, 그리고 양면의 대칭 조건을 적용하였다. 열저항이 실험치와 같은 경향을 나타냄을 보였으며, 유동방향에 따라서 증가함을 확인하였다. 또한, 물성치를 온도의 함수로 적용하여, 온도가 압력강하에 미치는 영향이 낮은 레이놀즈 수에서 크게 나타남을 확인하였다. Li<sup>(6)</sup>는 Qu 와 같은 열적 경계조건을 적용하여 물성치의 온도에 대한 영향과 열전달 계수를 구하는데 있어서 온도 차이를 LMTD (Log-Mean-Temperature-Difference)를 사용하는 것이 보다 정확한 결과를 낸다는 것, 그리고 유동방향의 열전도 영향을 확인하였다. 최근에는 다채널의 채널 수와 채널의 가로-세로비, 채널간의 간격 등에 대해 최적화 해석을 수행하였고, 열 저항 0.068 의 값을 가지는 형상의 최적화를 얻었으며, Tuckerman<sup>(1)</sup>의 실험 결과와 비교하였다.<sup>(7)</sup> 그리고 열 손실에 대한 고려가 중요함을 언급하였다. Lee<sup>(8)</sup>는 얇은 벽면의 조건의 적용 타당성을 검증하였고, 채널의 전면에 일정 열 유속 조건을 적용

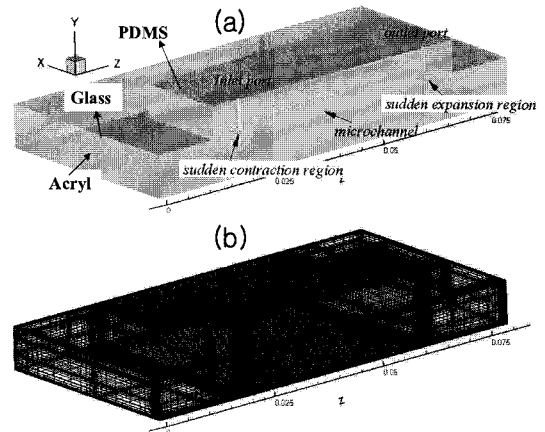


Fig. 1 Total computational domain ; (a) only geometry, (b) geometry with grid

하여 전도와 대류의 복합 열전달에 대한 수치해석을 수행하였다. 해석 결과를 기존 상관식들 및 그들의 실험 결과와 비교를 통해, 기존 상관식의 적용 타당성을 확인하였다. 318-903  $\mu\text{m}$ 의 수력직경에 대해 사이즈가 작아짐에 따라 단상 열전달 계수가 증가함을 확인하였다. 또한, 열적 발달 구간(thermally developing region)이 존재함을 확인하고, 열적 발달 구간의 길이를 가로-세로비에 대한 상관식으로 제시하였다.<sup>(9)</sup>

기존의 연구들은 열손실에 대한 고려가 없는 해석을 시도하였고, 또한 이상적인 일정 열유속 조건과 단열 조건에서 수치적 해석을 수행하였다. 그러나 기존의 많은 실험들에서도 알 수 있듯이 열 유속을 정확히 계산하기 위해서는 열손실의 고려가 매우 중요하다. 본 연구에서는 최외각 경계조건으로 자연대류 상관식을 적용한 전도와 대류의 복합 열전달의 수치해석을 수행하였고, 기존의 열손실을 구하는 방법에 대해 수치적으로 검증을 하였다. 그리고 열 손실과 함께 단면 일정 가열 조건에서의 사각 마이크로채널에서의 열전달 특성을 확인하였다. 계산의 형상은 선행 연구의 실험장치<sup>(10)</sup>에 근거하였고, 유동과 열전달의 해석은 FLUENT 6.3을 사용하였다.

## 2. 수치 해석

### 2.1 계산 영역과 격자 형성

계산 영역은 Fig. 1의 (a)에 나타난 것처럼 유동 방향(Z 방향)으로 중앙의 대칭면을 기준으로 전체 실험부의 반으로 결정하였다. 전체는 3개의 층으

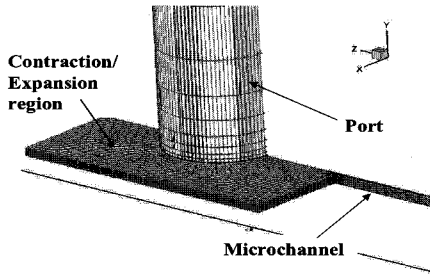


Fig. 2 In/out port and microchannel geometry with grid

Table 1 Microrchannel structures

Layer material	Geometry [mm]
PDMS	9 x 65 x 3
Pyrex glass	20 x 90 x 1
Acryl	20 x 90 x 3

로 구성이 되며, MEMS 제작 방법에 기초하였다. Table 1 에 각 층의 구조물과 그 크기를 표시하였다. PDMS(polydimethylsiloxane)로 구성된 첫번째 층은 사각 채널의 윗면과 양 옆면을 이룬다. 그리고 6 개의 마이크로히터가 채널 폭과 같은 크기로 백금으로 증착이 된 유리판이 채널의 바닥면을 이루고 있다. 마지막으로 유리면 아래 단열을 위한 아크릴이 부착되어 있다. 다시 말해서, 전체 마이크로 채널은 옆면과 윗면은 PDMS 로 이루어져있고, 바닥면은 유리로 이루어져 있고, 바로 바닥면에 히터가 있다. 마이크로 채널의 총길이는 40mm 이고, 입구와 출구에 히터가 없는 발달 구간이 5mm 씩 존재하며, 5mm 의 길이의 6 개의 마이크로 히터가 채널 바닥면 바로 아래에 위치한다. 마이크로 히터는 나선형을 패턴을 가지지만, 본 해석에서는 평판으로 모델링하였다. 마이크로채널로 유체의 유·출입을 위한 연결부가 내경 1mm 의 관으로 구성된다. 그리고 같은 사이즈로 PDMS 를 통과하며, 채널부로 들어가기 전의 급속소부와 출구로 유체가 나가기 전에 급속대부 직사각형의 형태로 구성되어 있다. 자세한 형상에 대한 정보는 허철과 김무환의 앞선 연구 내용에서 확인할 수 있다.<sup>(10)</sup>

Fig. 2 는 입·출구 포트와 마이크로채널만을 격자와 함께 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 채널부와 각 물질간의 경계에 더욱 조밀한 격자를 사용하였다. 본 계산에 앞서, 4 가지 격자(Fig. 3)의 종속성 테스트를 하였고, 온도는 모든 격자에 대해서 종속성이 없었으나, 유동에 대해서는 종속성이 나타났다. 본 연구에서는 Fig. 3 의 결과에 따라

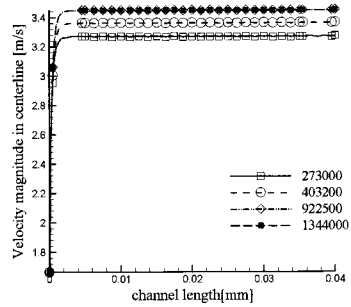


Fig. 3 Results of test for grid dependency; velocity

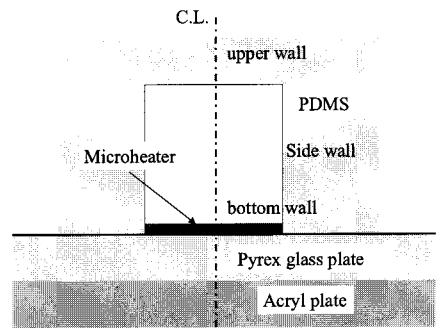


Fig. 4 Schematic diagram of cross-section in microchannel (Non-scaled)

3 번째로 조밀한 922500 개의 격자를 사용하였다 (Fig. 1 (b)).

2.2 가정 및 경계 조건

계산에 적용된 가정은 다음과 같다.

- 정상 상태
- 비압축성 유동
- 층류 유동
- 물리적 상태량은 상수
- 점성 소산은 무시

작동유체는 물이고, 수력 직경이 100 μm 이므로 연속체라 볼 수 있다. 물성치는 www.matweb.com 에서 제시된 자료를 사용하였다. 경계조건은 크게 유동과 관련된 질량, 운동량 방정식에 필요한 조건과 열전달과 관련된 에너지 방정식에 필요한 조건으로 나누어 생각할 수 있다. 대칭면은 수치적 확산항이 영이 되는 조건을 적용하였고, 입구에서는 균일한 속도 조건(질량유속에 기초한 1mm 직경의 입구 포트에서의 속도), 출구에서는 일정한 대기압의 압력 조건을, 벽면에서는 속도가 없는 비미끄럼 조건을 주었다. Fig. 4 는 마이크로채널

의 단면의 개략도이다. 열 조건으로는 발열량을 히터에서의 소스항으로 추가해주었다. 단위 부피당 열량을 바닥면의 0.1 $\mu\text{m}$ 의 두께를 가지는 백금 층 구조로 구성된 마이크로히터에 적용하여 계산하였다. Lee<sup>(8)</sup>는 그의 계산에서 열원을 가지는 얇은 벽 조건의 적용의 타당성과 효율성을 이야기했다. 최외각 경계는 자연 대류 열전달 계수의 상관식<sup>(11)</sup>을 Fluent 내의 UDF(user defined function)를 통해 적용하였다.<sup>(12)</sup> 식 (1)-(3)은 발열부에 대한 각 최외각 면의 열전달 조건에 따라 다르게 적용한 상관식들을 나타낸다.

수직 평판일 경우,

$$Nu = \left\{ 0.68 + \frac{0.670Ra^{1/4}}{\left[ 1 + (0.492/Pr)^{9/16} \right]^{4/9}} \right\} \quad (1)$$

수평 평판에 대해서 가열 면의 윗면 일 경우,

$$Nu = \begin{cases} 0.54Ra^{1/4} & 10^4 \leq Ra \leq 10^7 \\ 0.15Ra^{1/4} & 10^7 \leq Ra \leq 10^{11} \end{cases} \quad (2)$$

수평평판에 대해서 가열 면의 아래면 일 경우,

$$Nu = 0.27Ra^{1/4} \quad 10^5 \leq Ra \leq 10^{10} \quad (3)$$

### 2.3 계산 코드의 검증

계산 코드에 대한 검증을 위해, 단상 압력강하의 결과를 기존의 상관식과 비교하였다. Shih<sup>(13)</sup>는 point matching method를 사용하여, 다른 가로-세로 비에 대한 사각채널에서의 마찰계수와 레이놀즈 수의 관계를 구하였다. Shah 와 London<sup>(14)</sup>은 위의

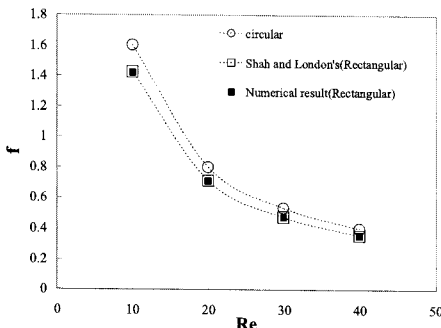


Fig. 5 Friction factor of single phase laminar flow

$$f Re = 24[1 - 1.3553\alpha + 1.9467\alpha^2 - 1.7012\alpha^3 + 0.9564\alpha^4 - 0.2537\alpha^5] \quad (4)$$

결과를 가로-세로 비에 대한 다항식[식 (4)]으로 만들었다. Fig. 5는 사각채널은 원형 튜브와 압력강하에서 차이가 있고, 식 (4)의 값과 유사함을 알 수 있다. 본 해석에서는 식 (4)에서  $\alpha=1$  일 때의 결과인  $fRe=14.23$ 와 유사한 14.16을 나타내었다. 기존의 단상 압력강하의 해석 해가 마이크로채널에서도 적용 가능함을 확인하였고, 본 계산에 대한 신뢰도를 검증할 수 있었다.

### 3. 열 손실

#### 3.1 열손실 예측 방법

열손실은 인가된 전체 열량 중에 유체의 온도를 높이기 위해 사용된 열량을 제외한 열량을 말한다. 그러므로, 열손실은 마이크로 히터에서 발열하는 열중에 최외각 경계를 통해 외부로 방출되는 열량이라 본다면, 식 (5)와 같은 관계가 있다. 그리고 내부의 임의의 온도를  $T_c$ 라고 하면,  $T_c$ 는 열손실과  $T_w$  사이에 관계가 있다. 외기온도가 일정하다고 가정하면 결국 열손실은  $T_c$ 에 대한 함수가 된다. 이는 이미 많은 연구자들에 의해, 사용되고 있는 방법 중에 하나이다.<sup>(8,15)</sup>

$$q_{loss} = h_{NC}(T_w - T_\infty) \quad (5)$$

$$q_{loss} = f(T_c) = aT_c + b' \quad (6)$$

이 방법을 사용하기 위해서는 열손실을  $T_c$ 에 대해 보정한 관계식이 필요하다. 그래야만, 온도로부터 열손실을 구할 수 있기 때문이다. 그러므로 본 연구에서는 보정 관계식을 얻기 위한 계산을 수행하였다. 채널내부가 유동 없이 공기로서 채워진 상황을 모사하였고, 이때 인가한 열량은 모두 열손실로 간주할 수 있다. 또한, 6개의 각 히터 구간에서 마이크로히터로부터 유리의 최외각 영역의 중심을  $T_c$ 로 선정하여, 평균된 온도를 구하였다. Fig. 6은 6개의 히터 구간에서의 온도와 열손실의 관계를 나타내고 있다. 모두 식 (6)처럼 열손실은  $T_c$ 에 대해 선형적인 관계식으로 나타낼 수 있다.

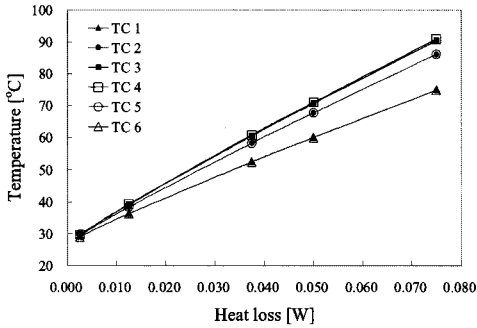


Fig. 6 Calibration line; relation of heat loss and temperature

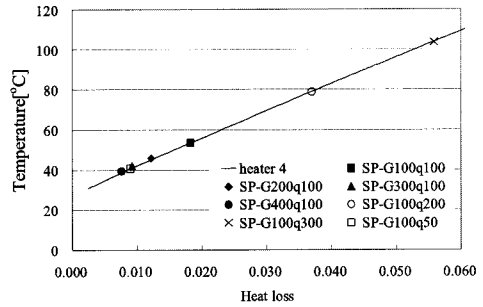


Fig. 8 Calibration line based on heater temperature with validation data at heater no. 4

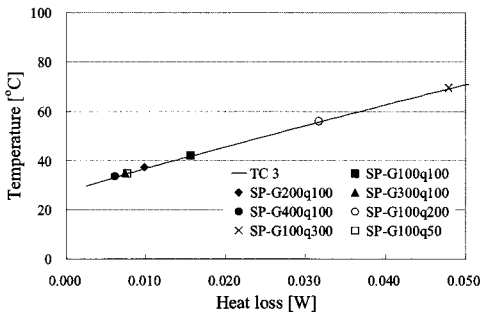


Fig. 7 Calibration line with validation data at heater no. 3. (G=mass flux, q=heat flux)

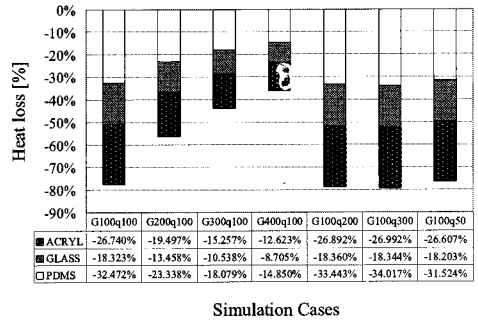


Fig. 9 Heat loss distribution for each material for calculation cases

Table 2 Simulation cases

Mass flux (Re) [kg/m <sup>2</sup> s]	Heat flux (q <sub>T</sub> ) [kW/m <sup>2</sup> ]
100 (11.2)	50 (0.00625)
200 (22.5)	100 (0.0125)
300 (33.7)	200 (0.025)
400 (45.0)	300 (0.0375)

3.2 열손실 예측 방법의 검증

열손실 방법에 대한 검증을 위해 단상의 열전달 상황을 모사하였고, 앞서 구한 보정선에 단상 열전달 계산으로부터 얻어진 열손실량과 T<sub>c</sub>의 값이 일치하는지를 확인하였다. 계산 조건은 Table 2에 나타낸 것과 같다. 입구의 유속과 히터의 열량을 변경하면서, 6개의 히터에는 일정한 발열량을 공급하였다. 모든 계산 결과는 발열량 기준으로 0.8%의 오차내로 수렴하였다. Fig. 7은 3번째 히터 구간에서 온도와 열손실에 대한 보정선을 나타낸다. 실선은 Fig. 6에서 얻어진 보정 선을 나타내고 있고, 심볼은 질량유량과 열유속이 다른 계산 조건들의 결과이다. 모든 단상 열전달 계산 결과가 보정선 위에 올라오는 것을 확인할 수 있고,

이는 본 열손실 예측 방법이 적용 가능함을 말해준다. 이때, 1번 히터 구간은 입구부의 영향으로 인해 왜곡이 존재하며, 나머지 구간은 모두 Fig. 7과 유사한 결과를 나타내었다. 또한, 히터의 온도를 T<sub>c</sub>로 정하여 보정선을 구하고, 같은 방법으로 검증을 해보았다. Fig. 8은 4번 히터구간에서 히터온도와 열손실의 관계를 검증한 결과이다. 이로부터 히터 온도 역시 관심 온도로 사용할 수 있음을 알 수 있다. 기존의 몇몇 연구자들은 위와 같은 방법에서 히터의 온도를 사용하는 경우가 있었으며,<sup>(15)</sup> 본 결과는 이에 대한 근거를 제시한다고 하겠다.

3.3 열손실 특성

본 연구에서는 3 종류의 물질로 구성된 마이크로 채널 히트 싱크를 구성하였다. Fig. 9은 각 물질의 최외각면을 통해 방출되는 열전달량을 전체 인가된 열량에 대한 비율로 나타낸 것이다. 질량 유량이 증가함에 따라 채널내의 열전달 능력은 증가하게 되고, 열 손실은 감소하게 된다. 그리고 그 비율은 PDMS, 유리, 아크릴 순으로 영향을 받게 되며, 이는 채널을 이루고 있는 물질이 3면이

PDMS 이고, 1 면이 유리 기판이기 때문이다. 반면에, 열량을 변화시켜도 열손실의 비율은 변하지 않는 것을 확인할 수 있다. 이는 기존의 단상 열전달 특성과 일치하는 결과라 하겠다.

본 계산은 일정 열량 조건으로 열손실을 구하는 계산을 수행하였다. Fig. 10 은 유동 방향에 따라서 열손실량이 증가하는 것을 나타내고 있다. 이는 유동방향으로 유체의 온도가 증가하기 때문에 열전달 양이 작아지고, 그 만큼 열손실이 커지는 것을 나타낸다. 이는 기존의 단상 열전달 및 상온의 유체가 들어오는 2 상 열전달 실험의 경우, 유동방향으로 실제 작동유체로 전달되는 열량이 일정하지 않음을 말해주고 있다. 또한, 국부 열유속을 구하기 위해서는 국부 열손실을 구하는 것이 중요함을 나타낸다.

#### 4. 열전달 특성

##### 4.1 질량유량의 영향

Fig. 11 은 질량유량에 따른 유체의 온도를 나타내고 있다. 질량유량의 증가에 따라 유동방향

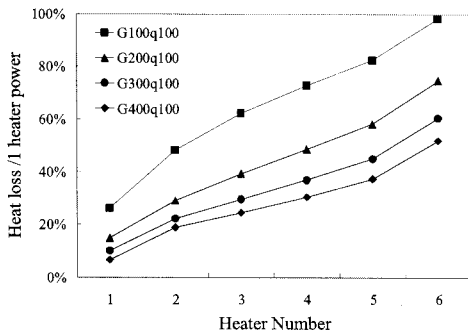


Fig. 10 Longitudinal heat loss distribution for different mass fluxes

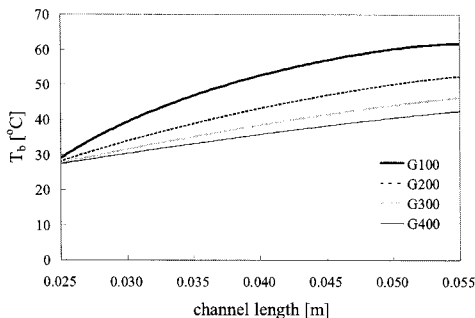


Fig. 11 Bulk fluid temperature for different mass flow rate at  $q_r = 0.0125$  W

으로 온도 구배가 감소하는 경향을 확인할 수 있다. 이는 기존의 연구자들<sup>(2-9)</sup>의 결과와 일치하는 결과이다. 또한, 온도의 구배가 선형적으로 변하는 것을 확인할 수 있다. 이는 유동 방향의 열전도 영향이 감소했기 때문이며, Li<sup>(6)</sup>의 결과에서도 이를 확인할 수 있다.

##### 4.2 사각채널에서의 열 흐름 분포

유동방향에 수직한 단면으로부터의 열 흐름은 일반적인 마이크로채널 히트 싱크의 상황을 대표한다. 그리고 이때의 열 흐름을 정의하기란 원형 관과 비교할 때 간단하지 않다. 뿐만 아니라 앞선 결과에서 알 수 있듯이, 열 손실을 고려한 상황에서는 유동방향으로 열 유속의 변화가 존재한다. 본 연구에서는 Fig. 4 의 개략도에 도시한 것처럼 채널의 발열부와 가까운 아래면과 옆면, 그리고 윗면의 열 흐름 분포를 확인하였다. Fig. 12 는 각 채널 면의 열량을 하나의 히터에 인가된 열량에 대한 비율로 나타낸 것이다. 3 면의 열량의 합이 현열량에 해당하며, 인가된 열량과의 차이가 열손실에 해당한다. Qu<sup>(4)</sup>의 해석에서와 달리 각 채널 면의 열유속이 차이는 PDMS 의 낮은 전도도(0.15 W/mK)와 열원에 대한 바닥면과 채널간의 짧은 거리에 기인한다. 유동방향에 따라 유체로 전달되는 현열량은 작아지는 것을 확인할 수 있고, 입구에서는 채널의 옆면과 윗면에서도 열이 전달되지만, 출구로 갈수록 열이 유출되는 채널 면이 존재함을 확인할 수 있다. 그리고 입구 질량유속이 증가함에 따라 옆면과 윗면으로 나가는 열량도 함께 작아짐을 알 수 있다. 단면 가열 조건의 경우 가열면으로 흡수되는 열량이 가장 큼을 알 수 있고, 유동조건에 따라서 각 벽면의 유출입 열량이 변화함을 확인하였다.

Fig. 13 은 Fig. 12 에서 결과 중 3 번째 히터 구간에서 유입된 열량에 대해서 각 채널의 벽면으로 유입되는 열량을 나타내었다. 앞서 언급했듯이, x 축의 값은 3 번째 히터구간에서 총 유체가 얻은 현열량을 나타내며, y 축의 값은 각 채널 벽면으로 유출입되는 열량을 나타낸 것이다. 다시 말해서 y 축의 값의 합은 x 축의 값과 같다. 또한 4 가지의 다른 질량유량(G=100, 200, 300, 400 kg/m<sup>2</sup>s)의 조건에 대한 결과값을 표시하였다. 앞서 언급한 바와 같이 질량유량이 증가함에 따라 채널로의 유입되는 열량이 증가된다. 얻은 현열량에 대해 각 채널로의 유입되는 열량의

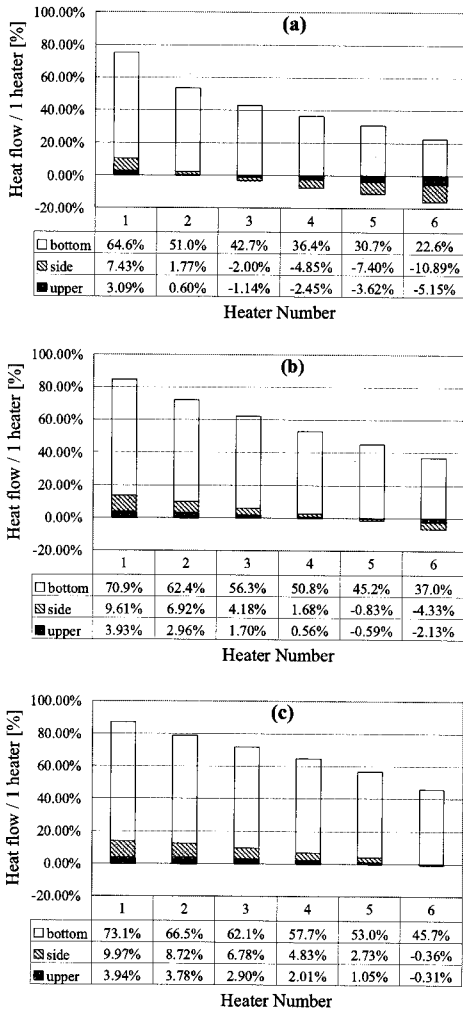


Fig. 12 Heat flow on heater section; (a) G=100 kg/m<sup>2</sup>s, q<sub>T</sub>=0.0125 W (b) G=200 kg/m<sup>2</sup>s, q<sub>T</sub>=0.0125 W, (c) G=300 kg/m<sup>2</sup>s, q<sub>T</sub>=0.0125 W

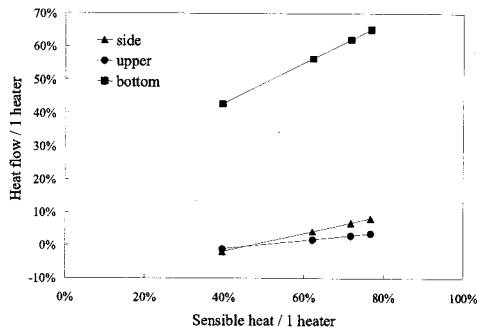


Fig. 13 Ratio of heat distribution in 3<sup>rd</sup> heater section

관계가 선형적임을 확인할 수 있다. 이는 열손실 또는 유체의 현열량을 알면 각 채널벽면으로 유입

되는 열량을 알 수 있다는 것으로 각 벽면으로 유입되는 열량의 비율이 정해져 있음을 나타내는 것이다. 또한 다른 히터의 구간에 대해서도 유사한 결과를 나타내었다.

4.3 유효 열전달 면적 수정 인자

일반적으로 열전달 계수는 식 (7)과 같이 정의할 수 있다. 즉, 열이 전달되는 면적에 인가된 전체 열량을 알고, 온도차이를 알면 열전달계수를 결정할 수 있다. 그러나, 앞선 결과에서 알 수 있듯이, 열 흐름의 분포가 불 균일하기 때문에, 특히 사각채널의 단면 가열의 경우에는 열전달 면적을 정의하기가 쉽지 않다. 일반적으로 바닥면의 벽면 온도를 1 차원 열전도 방정식을 통해 구하게 되며 채널의 벽면의 온도를 같다고 가정하게 된다.<sup>(8)</sup> 식 (7)을 각 면에 들어온 열량으로 나누어 생각하면, 식 (8)과 같이 볼 수 있다. 식 (7)과 비교해보면, 열 유속을 정확히 정의하기 위해서는 적절한 면적을 정의해야 하고 그것을 유효 면적이라 한다. 바닥면(bottom)을 기준으로 식 (8)로부터 유효면적을 정의하면 식 (9)와 같고, 이는 기준이 되는 면의 열량에 대한 다른 면을 통한 열 유입의 비로 볼 수 있다. 그리고 그 정도를 유효 열전달 면적 수정 인자, C<sub>ea</sub>로 정의하였다. 식 (9)에서 알 수 있듯이, C<sub>ea</sub>는 전체 현열량에 대해서 각 벽면을 통해 유출입되는 열량의 비율로 된다.

$$h = \frac{q_T}{A_T \Delta T} = \frac{q''}{\Delta T} \tag{7}$$

$$\begin{aligned} q_T &= q_{bottom} + q_{side} + q_{up} \\ &= hA\Delta T_{bottom} + h2A\Delta T_{side} + hA\Delta T_{up} \\ &= hA \left( 1 + \frac{2\Delta T_{side}}{\Delta T_{bottom}} + \frac{\Delta T_{up}}{\Delta T_{bottom}} \right) \Delta T_{bottom} \end{aligned} \tag{8}$$

$$A_{eff} = \left( 1 + \frac{q_{side}}{q_{bottom}} + \frac{q_{up}}{q_{bottom}} \right) A = C_{ea} A \tag{9}$$

C<sub>ea</sub>의 정의에 따라 각 히터 영역에서의 다른 질량 유량의 조건에 대해서 C<sub>ea</sub>를 구한 결과를 Fig. 14에 나타내었다. 다른 열 및 유동 조건에 대해서 하나의 곡선에 연관 되는 것을 볼 수 있다. 이는 본 연구에 사용된 형상과 열적인 조건에 대해서 각 벽면을 통해 들어가는 열에 대해 일정함을 나타

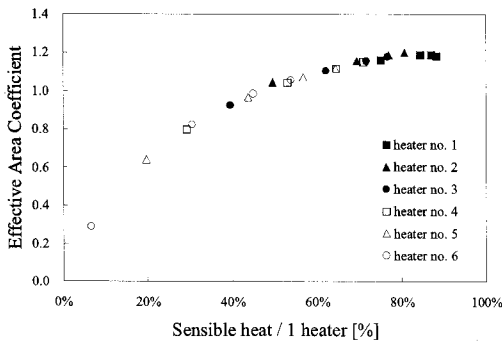


Fig. 14 Effective area coefficient in 6 heater regions for four different mass flux conditions

낸다. 그리고  $C_{ea}$  이 1에 가깝다는 것은 모든 열이 바닥면으로만 유입되는, 즉 바닥면을 유효면적으로 보는 경우에 대해 보상할 필요가 없음을 의미한다. Fig. 14의 결과에서 (a)의 2번과 (b)의 5번 그리고 (c)의 6번 히터 영역의 결과가 그와 유사한 경우라 할 수 있다. 그리고  $C_{ea}$ 가 1보다 작은 결과를 나타내는 것은 실제 현열량이 바닥면을 통해 들어간 열량보다 작음을 말하고, Fig. 12의 (a)의 출구 쪽에 가까운 히터영역이 그에 해당한다.

### 5. 결론

단일 마이크로채널과 마이크로히터로 구성된 3차원 MEMS 구조물에 대한 전도와 대류의 복합 열전달의 수치해석을 수행하였다. 본 연구로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

- (1) 열손실을 특정 온도의 함수로 보정하여 예측하는 방법이 본 연구에서 정한 임의의 형상에 대해 적용이 가능함을 수치적인 해석을 통해 확인하였다. 또한, 히터의 온도를 대표 온도로 사용할 수 있음을 확인하였다.
- (2) 단면 가열의 사각채널에 대해 열손실을 고려한 열전달 특성을 확인하였고, 기존의 해석 결과와 정성적으로 일치하는 결과를 나타냈지만, 열손실에 따른 유동 방향의 열유속의 불균일을 확인할 수 있었다.
- (3) 각 채널 벽면으로부터의 열유입량의 분율이 현열량에 대해 일정함을 확인하였고, 가열면에 대한 유효 면적 보상 인자,  $C_{ea}$ 를 제안하였다.

### 참고문헌

(1) Tuckerman, D. B. and Pease, R. F. W., 1981, "High-

performance Heat Sinking for VLSI," *IEEE Electron Device Letters*, Vol. 2, No. 5, pp. 126~129.

(2) Copeland, 1995, "Manifold Microchannel Heat Sink : Analysis and Optimization," *Thermal Science and Engineering*, Vol. 3, No. 1, pp. 7~12.

(3) Fedorov, A. G. and Viskanta, R., 2000, "Three-Dimensional Conjugate Heat Transfer in the Microchannel Heat Sink for Electronic Packaging," *Int. Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 399~415.

(4) Qu, W. and Mudawar, I., 2002, "Analysis of Three-Dimensional Heat Transfer in Microchannel Heat Sinks," *Int. Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 3973~3985.

(5) Toh, K. C., Chen, X. Y. and Chai, J. C., 2002, "Numerical Computation of Fluid Flow and Heat Transfer in Microchannels," *Int. Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 5133~5141.

(6) Li, J., Peterson, G. P. and Cheng, P., 2004, "Three-Dimensional Analysis of Heat Transfer a Micro-heat Sink with Single Phase Flow," *Int. Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 4215~4231.

(7) Li, J. and Peterson, G. P., 2007, "3-Dimensional Numerical Optimization of Silicon-based High Performance Parallel Microchannel Heat Sink with Liquid Flow," *Int. Heat and Mass Transfer*, in Press.

(8) Lee, P. S., Garimella, S. V. and Liu, D., 2005, "Investigation of Heat Transfer in Rectangular Microchannels," *Int. Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 1688~1704.

(9) Lee, P. S. and Garimella, S. V., 2006, "Thermally Developing Flow and Heat Transfer in Rectangular Microchannels of Different Aspect Ratios," *Int. Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 3060~3067.

(10) Huh, C. and Kim, M. H., 2006, "Flow Boiling Heat Transfer in a Horizontal Rectangular Microchannel," *KSME B*, Vol. 30, No. 11, pp. 1043~1050.

(11) Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., 1981, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer," 4<sup>th</sup> ED. John Willey & Sons, pp. 493~498.

(12) *FLUENT 6.2 User's Guide*, Fluent Inc.

(13) Shih, F.S., 1967, "Laminar Flow in Axisymmetric Conduits by a Rational Approach," *Can. J. Chem. Eng.*, Vol. 45, pp. 285~294.

(14) Shah, R.K. and London, A.L., 1978, "Laminar Flow Forced Convection in Ducts," Academic Press.

(15) Jones, R., Pate, D. and Bhavnani, S., 2006, "Phase Change Thermal Transport in Etched Silicon Microchannel Heat Sinks," *13th Int. Heat Transfer Conference*, MPH-28.