

적층형 Multi-Chip Module (MCM) 내부에 삽입된 초소형 열교환기 내에서의 대류 열전달 현상에 대한 연구

신중환* · 강문구† · 이우일*

(2003년 10월 20일 접수, 2004년 4월 8일 심사완료)

A Study on the Convective Heat Transfer in Micro Heat Exchanger Embedded in Stacked Multi-Chip Modules

Joong Han Shin, Moon Koo Kang and Woo Il Lee

Key Words : Multi-Chip Module(MCM), Micro Heat Exchanger(초소형 열교환기), Microchannel(마이크로채널), Laminar Convective Heat Transfer(층류대류 열교환기), Entry Length Effect(입구 길이 효과)

Abstract

This article presents a numerical and experimental investigation for the single-phase forced laminar convective heat transfer through arrays of micro-channels in micro heat exchangers to be used for cooling power-intensive semiconductor packages, especially the stacked multi-chip modules. In the numerical analysis, a parametric study was carried out for the parameters affecting the efficiency of heat transfer in the flow of coolants through parallel rectangular micro-channels. In the experimental study, the cooling performance of the micro heat exchanger was tested on prototypes of stacked multi-chip modules with different channel dimensions. The simulation results and the experiment data were acceptably accordant within a wide range of design variations, suggesting the numerical procedure as a useful method for designing the cooling mechanism in stacked multi-chip packages and similar electronic applications.

기호설명

D_h : 수력 직경
 H : 채널 높이
 \bar{h} : 평균 대류 열전달계수
 k_f : 유체의 열전도도
 L : 채널 길이
 Nu : 누셀트 (Nusselt) 수
 Pe : 페클레(Peclet) 수
 Pr : 프란틀(Prandtl) 수
 Re : 레이놀즈(Reynolds)수

ΔT_m : 로그 평균 온도차
 $\Delta T_i, \Delta T_o$: 입구와 출구에서 유체와 고체면의 온도차
 W : 채널 폭
 W_c : 채널 중심과 중심사이의 거리

1. 서론

반도체 소자의 집적화 및 고성능화는 전자회로의 단위 면적당 전력소모량의 증가를 수반하며, 이에 따라 칩의 과열로 인한 동작성능의 저하와 파손은 소자 및 장비의 신뢰성에 큰 영향을 미친다. 최근 전자제품의 크기가 점차 소형화됨에 따라 회로기판 위에 칩을 한 층씩 쌓는 기존의 방식에서 더욱 발전하여 동일한 면적 위에 여러 개의 칩을 입체적으로 적층하는 구조가 제시되고 있는

* 회원, 서울대학교 기계항공공학부

† 책임저자, 회원, 서울대학교 전기컴퓨터공학부

E-mail : moonkang@ee.snu.ac.kr
TEL : (02)880-1763 FAX : (02)882-4657

나, 결과적으로 단위 면적당 발열량이 더욱 증가하게 되어 효율적인 냉각의 필요성이 심각하게 대두되고 있다. 이러한 문제의 해결을 위한 칩의 냉각 방안에 대해서 많은 연구가 있어 왔으나 마이크로 스케일에서의 냉각에 관한 연구는 미흡한 실정이며, 반도체 소자의 고집적화에 따른 열발산의 문제를 해결하기 위해서는 효율적인 냉각기법에 대한 다양한 시도와 기술의 축적이 매우 중요하다.

현재까지의 반도체 칩의 냉각방법으로는 heat sink, cooling fan, TEC(thermoelectric cooler)를 적용하는 방법이 일반적이었으나, heat sink 는 과도한 크기와 중량에서, fan 은 소음, 전력소모 및 신뢰도에서, 그리고 TEC 는 과도한 전력 소모 면에서 단점을 가지고 있으며, 이러한 기존의 냉각방법으로는 단위체적당 발열량이 $2\sim 3 \times 10^8 \text{ J/m}^3$ 에 달하는 마이크로 소자의 냉각이 거의 불가능하다.

그 대안으로 Peng and Peterson^(3,4)은 사각채널을 통해 액체의 대류에 대한 파라미터와 그 열유동현상을 연구한 바 있다. 이들의 연구에서와 같이 마이크로 채널을 갖는 초소형 열교환기를 칩사이에 설치하고, 그 안으로 유체를 흐르게 하여 칩에서 발생하는 열을 효율적으로 흡수하도록 하는 기술이 제시되고 있다. Shoji. and Esashi,⁽⁹⁾의 연구에서는 thermotransfer 에 대한 연구를 실행하였으며, 국외와 국내에서 이와 관련된 분야의 연구가 진행되고 있는 상황이다. 지금까지의 연구결과에 따르면 이러한 냉각방식은 다른 방식에 비해 높은 열전달 효율을 얻을 수 있음을 보여주고 있다. 대개 이러한 마이크로 채널내의 유동을 이용한 열전달에 있어서는 단상(single-phase)과 상변화를 이용한 이상(two-phase)유동이 있는데, 연구결과에 의하면 상변화를 이용한 냉각방식이 단상(single-phase)유동에 비해 보일링(Boiling)의 영향으로 인해 열전달 효율이 우수한 것으로 알려져 있다.^(8,11,13,14) 채널 내부에서 보일링이 일어날 경우 작동유체의 기화잠열에 의해 발열체로부터 많은 열을 빼앗아 열교환기 출구로 방출하게 되므로 더욱 높은 열전달 효율을 기대할 수 있다. 그러나 실제로 마이크로 채널 내에서의 보일링은 경우에 따라서는 증발된 bubble 이 채널의 통로를 차단하고 표면장력에 의해 관로 내부에 정착하여 냉각유체의 유동을 저해하는 경우도 발생할 수 있으며, 이 경우 국부적으로 냉각효율이 오히려 저하되고 온도의 상승을 초래하는 결과로 이어질 수도 있으므로 안정적인 동작을 위해서는 더욱 정밀한 해석과 설계가 요구된다.

본 연구에서는 마이크로 채널내의 대류 열전달 현상과 관련하여 기존에 제안된 상관관계식을 수치해석을 통해서 유동 발달영역에 까지 확대 적용될 수 있도록 보완하였다. 그리고 실제 시스템에의 적용 가능성을 알아보기 위하여 수치해석과 더불어 실제로 적층형 multi-chip 구조에 사용될 수

있는 열교환기를 제작하여 실험을 수행하였다. 열교환기내의 대류 열전달 현상과 관련된 결과를 바탕으로 열교환기 설계시 고려해야 할 사항들에 대해서 검토하였다.

2. 수치해석을 이용한 마이크로 스케일에서 층류-대류 열전달 현상과 관련된 상관관계의 유도

2.1 마이크로 스케일에서 세가지 다른 유동 영역

근래에 들어 마이크로 스케일에서의 유동현상에 있어서 실험과 수치해석을 통해 많은 데이터가 축적되고 있다. Fig. 1 은 여러 가지 종류의 microfluidic 장치들을 대상으로 한 실험을 통해 레이놀즈(Reynolds)수와 길이 대 수력직경 비 (L/D_h)의 관계에 따른 마이크로 스케일에서의 서로 다른 유동 영역을 정의해 놓은 그래프이다.⁽¹⁾ 여기서 수력직경 D_h 는 다음과 같이 정의된다.

$$D_h = \frac{4A}{\text{wetter perimeter}} \quad (1)$$

Fig. 1 의 그래프에서 아래쪽의 영역은 점성항에 의해 지배적인 영향을 받는 완전 발달된 층류 영역이고 왼쪽 위 부분은 관성항에 의해 큰 영향을 받는 발달영역, 오른쪽 위 부분은 완전 발달된 난류 영역에 해당한다.

매크로 영역의 관로유동에서는 L/D_h 의 값이 약 70 이상이 될 경우 잘 알려진 천이 레이놀즈수인 $Re_c = 2300$ 근처에서 층류와 난류의 천이현상이 관찰된다. 이와는 달리 마이크로 영역의 관로 유동에서는 L/D_h 의 값이 일반적으로 상당히 작아 입구효과를 무시할 수 없는 경우가 대부분이며, $Re_c = 2300$ 의 이라는 임계치에 의해 난류와 층류가 구분되는 경우가 실제로 거의 드물다. L/D_h 값이 약 0.5 이하로 작은 경우에는 $Re_c = 15$ 정도로 일정한 값을 가지는 현상이 관찰되었으며, $0.5 < L/D_h < 70$ 사이의 영역에 대해서는 다음의 관계식이 사용될 수 있다.⁽¹⁾

$$Re_c = 30 \frac{L}{D_h} \quad (2)$$

이상의 기준으로 Fig. 1 에 도시된 실제 사용되는 32 종류의 microfluidic 장치들의 작동범위를 살펴보면, 32 가지 장치 가운데 완전 발달된 난류 영역에서 작동하는 장치는 단 하나도 없으며 대부분 천이 Re_c 수가 L/D_h 의 함수로 변화하는 범위에서 작동되고 있다. 또한 이 구간은 완전발달되지 않은 유동의 입구효과가 지배적인 구간에 해당한다. 따라서 대부분의 microfluidic 장치들의 유동 해석

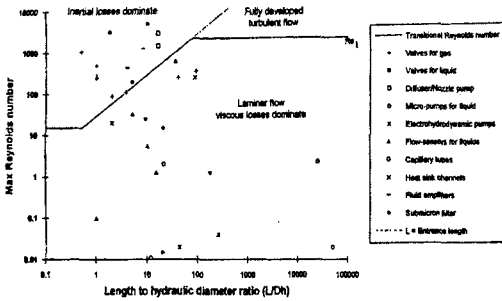


Fig. 1 32 microfluidics devices plotted in Reynolds number versus L/D_h map

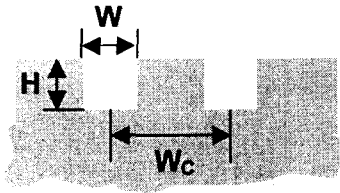


Fig. 2 Cross section of microchannels

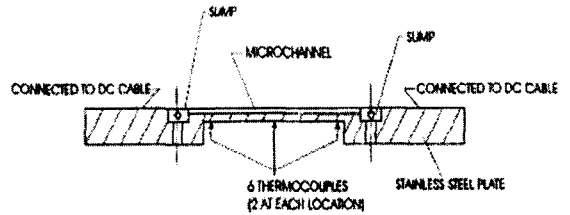
에는 완전발달유동의 관계식을 직접 적용할 수 없으며 반드시 입구효과가 고려된 관계식을 적용하여야 한다.

2.2 마이크로 스케일에서 완전 발달된 층류영역에서의 대류 열전달에 대한 상관관계식 기존의 연구 결과들에 따르면 마이크로 스케일에서의 대류 열전달 현상은 매크로스케일과 비교할 때 상대적으로 낮은 레이놀즈(Reynolds)수에서 천이현상이 일어나며, 레이놀즈(Reynolds)수 외에도 유체의 온도와 속도 및 채널의 크기에 영향을 받는 것으로 알려져 있다.

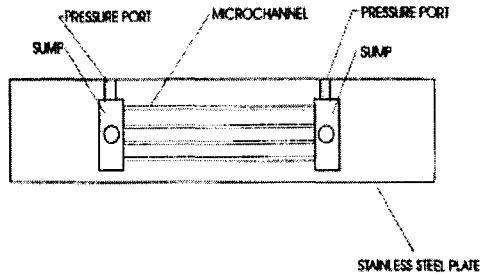
Peng and Peterson⁽⁴⁾의 연구결과에 따르면 Fig. 2와 같이 직사각형 단면의 마이크로 채널들이 평행하게 배열된 구조에서는 완전 발달된 층류영역에서 대류 열전달 현상이 아래와 같은 상관관계식을 갖는다고 제안하였다.

$$Nu = 0.1165 \left(\frac{D_h}{W_c} \right)^{0.81} \left(\frac{H}{W} \right)^{-0.79} Re^{0.62} Pr^{1/3} \quad (3)$$

여기서 Nu는 누셀트(Nusselt)수, Re는 레이놀즈(Reynolds)수, Pr는 프란틀(Prandtl)수, D_h 는 수력직경, W_c 는 채널 중심사이의 거리, H 는 채널 높이 그리고 W 는 채널 폭이다.



(a) Longitudinal view



(b) Top view

Fig. 3 Experimental section by Peng and Peterson

Peng 과 Peterson 은 관로의 형상이 대류 열전달에 미치는 영향을 알아보기 위해 여러 가지의 종횡비(Aspect ratio)를 갖는 강 재질의 열교환기에 전류를 공급하는 방식으로 열을 가하고 열교환기내에 평행하게 배열된, 단면이 직사각형인 마이크로 채널들 내에 물을 흘려 보냄으로써 냉각을 시키는 방식으로 실험을 수행하였다. Fig. 3은 위에서 설명된 실험장치의 개략적인 모습을 보여준다.

식 (3)의 관계식은 유입길이의 영향(Entry length effect)이 무시될 수 있는 완전 발달된 층류 영역에서만 적용된다는 제한성을 가지고 있으므로 층류 전 영역에 대해서 적용시키기 위해서는 위의 식을 보정하는 작업이 필요하다. 본 논문에서는 이러한 유입길이의 영향을 고려하기 위해 적절한 수치모델을 이용하여 다음 절에 기술하는 바와 같이 새로운 상관관계식을 제시하였다.

Table 1은 직사각형 단면의 채널내의 대류 열전달과 관련하여 기존에 나와있는 Wibuswas⁽⁵⁾에 의한 수치해석 결과와 Peng and Peterson⁽⁴⁾의 실험결과를 비교한 것이다. 아래에서 무차원 변수 L^* 는 $L^* = L/(D_h, Pe)$ 로 정의된다. Table 1에서 볼 수 있는 바와 같이 두 결과가 비교적 큰 차이를 보이고 있다. 그 주된 원인은 다수의 채널이 일렬로 나열된 경우에 대한 Peng and Peterson⁽⁴⁾의 연구와는 달리 Wibuswas⁽⁵⁾은 하나의 채널을 고려하였기 때문이며, 또한 채널의 모든 면에서 균일한 열유속이 유입되는 경우인 Wibuswas⁽⁵⁾와는 달리 Peng and Peterson⁽⁴⁾은 채널의 윗면을 단열시켰기 때문에 발생하는 차이로 분석된다. 이와 같이 배열형태의

채널과 단일 채널은 실제 상황에서 많은 차이를 가져오므로 정확한 해석을 위해서는 인접한 채널들 사이의 영향을 고려하여 채널의 폭과 높이 및 길이에 따른 냉각효율의 변화를 분석할 필요가 있다.

2.3 마이크로 스케일에서 전체 층류영역에 적용 가능한 대류 열전달에 대한 상관관계 식 유도

2.3.1 누셀트(Nusselt)수 의 비교

앞의 상관관계 (3)을 유입길이의 영향(Entry length effect)이 큰 발달영역에 대해서도 적용시킬 수 있는가의 유무를 판단하기 위해서 수치해석을 수행하였다. Peng and Peterson (4)이 실험에서 사용했던 장치와 같은 크기 (채널길이: 45mm) 의 모델과 그보다 짧은 10mm 길이의 마이크로 채널을 가지는 모델을 만들었으며 실험과 같은 상황의 조건을 가지고 수치해석을 수행하였다.(Fig. 4 참조)

수치해석을 통해 얻은 결과를 이용해 Peng and Peterson (4)이 정의한 다음의 방식대로 누셀트(Nusselt)수를 구해 보았다.

$$q'' = \frac{Q}{A} \tag{4}$$

$$\bar{h} = \frac{q''}{\Delta T_m} \quad \Delta T_m = \frac{\Delta T_i - \Delta T_o}{\ln(\Delta T_i / \Delta T_o)} \tag{5}$$

$$Nu = \frac{\bar{h} D_h}{k_f} \tag{6}$$

$$D_h = \frac{2WH}{W+H} \tag{7}$$

여기서 Q는 가해진 총 열량, A는 Fig. 4의 플레이트 아랫면의 면적이며 아래첨자 i와 o는 입구와 출구를 가리킨다. 실험식과의 비교를 위해 수치해석에서 얻어진 속도값으로 레이놀즈(Reynolds)수를 계산한 후 식 (3)에 대입함으로써 누셀트(Nusselt)수를 구하였다.

Table 1 Comparison of mean nusselt numbers of rectangular ducts with uniform heat rate

l/L'	Nu (H/W = 0.5)	
	Peng and Peterson [4]	Wibulswas [5]
10	1.26	4.94
20	1.93	5.60
30	2.49	6.16
40	2.98	6.64

Fig. 5는 수치해석과 상관 관계식 (3)으로부터 얻어진 누셀트(Nusselt)수의 값을 입구와 출구 사이의 압력강하에 따라 나타낸 그래프이다. 완전 발달영역이라 예상되는 부분에서는 (채널길이: 45mm)에서는 누셀트(Nusselt)수 값이 거의 일치함을 알 수 있다.

그러나, 유입길이의 영향(Entry length effect)이 클 것으로 예상되는 발달영역 부분 (채널길이: 10mm)에서는 경향은 비슷하지만 누셀트(Nusselt)수의 차이가 큼을 보이고 있다. 따라서, 발달영역에서는 위에서 언급한 바와 같이 Peng and Peterson (4)이 제안한 상관관계식을 그대로 적용하는 것은 무리가 있으며 채널길이를 고려할 수 있는 채널길이와 수력직경의 비(L/D_h)와 같은 항을 추가하여 식을 보정할 필요가 있다.

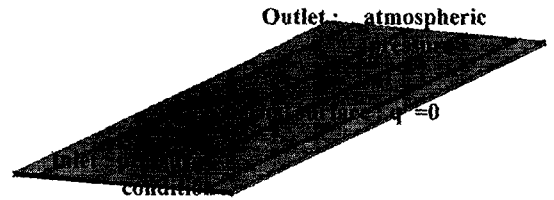
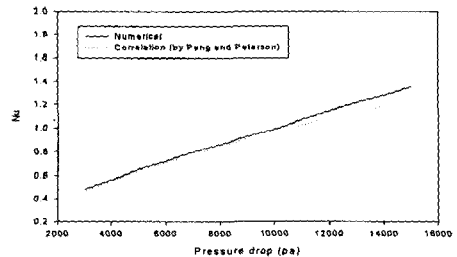
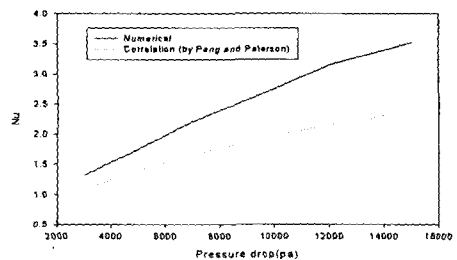


Fig. 4 Boundary condition of the numerical model



(a) Channel length: 45mm



(b) Channel length: 10mm

Fig. 5 Nusselt number as a function of pressure drop in different channel length (Comparison between the numerical results and the correlation suggested by Peng and Peterson)

Table 2 Geometric parameters of the microchannels for numerical models

Test model	W (mm)	W _c (mm)	L (mm)	H (mm)	D _h (mm)	L/D _h
1	0.4	4.5	45	0.2	0.267	168.53
2	0.4	2.8	45	0.3	0.343	131.19
3	0.3	4.6	45	0.2	0.24	187.5
4	0.3	2.8	45	0.3	0.3	150
5	0.2	4.5	45	0.2	0.2	225
6	0.2	2.8	45	0.3	0.24	187.5

2.3.2 수치해석을 통한 상관관계식 수립

채널길이와 관련된 L/D_h 항을 기존식에 추가하여 전체 층류영역을 다룰 수 있는 보정된 상관관계식을 얻기 위해 채널의 길이를 45, 25 그리고 10mm 로 변화시켜가면서 각 길이에 대하여 서로 다른 종횡비를 갖는 총 18 개의 수치 모델들을 만들었다. 그 기하학적 형상은 Fig. 4 와 같다.

자세한 기하학적 형상변수들은 Table 2 에 나와 있으며 채널길이 L 이 25, 10mm 인 경우는 L 과 L/D_h 의 값을 제외하고는 다른 형상변수들의 값은 모두 같다.

수치해석을 통해서 얻은 결과를 가지고 식 (4), (5), (6), (7)를 이용하여 누셀트(Nusselt)수를 구하였다. 다음으로 L/D_h 이 추가된 상관관계식에서 L/D_h 와 레이놀즈(Reynolds)수의 지수 그리고 앞의 상수 부분을 미지수로 놓고 비선형 curve fitting 을 통해 계수들의 값을 찾아 보았다.

식 (8)는 위의 과정을 거쳐 얻어진 새로운 상관관계식이며 층류 전 영역에 대해 적용될 수 있는 식이다.

$$Nu=0.2483 \left(\frac{L}{D_h} \right)^{-0.36} \left(\frac{D_h}{W_c} \right)^{0.81} \left(\frac{H}{W} \right)^{-0.79} Re^{0.72} Pr^{1/3} \quad (8)$$

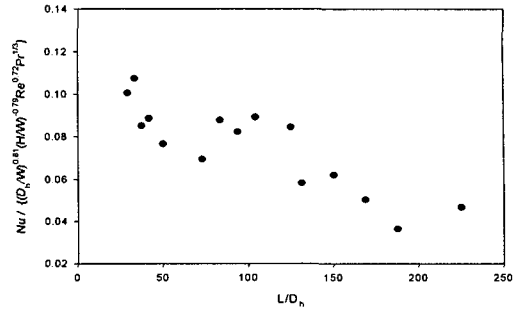
Fig. 6 는 식 (8)에서 누셀트(Nusselt)수가 L/D_h 를 제외한 다른 항들에 의해서 나뉘진 값을 L/D_h 와의 관계로 나타낸 그래프이다. 그래프는 L/D_h 가 층류-대류 열전달에 미치는 영향을 보여 주고 있으며 그림에서와 같이 L 이 작고 D_h 가 클수록 열전달 성능이 향상됨을 알 수 있다.

3. 적층형 Multi-chip 사이에 위치한 초소형 열교환기의 설계 및 대류 열전달의 해석

3.1 수치해석

3.1.1 수치모델

적층형 multi-chip 구조에 사용되는 초소형 열

**Fig. 6** Effect of L/D_h on laminar heat transfer**Table 3** Geometric parameters of the numerical models for micro heat exchanger

Number of Channels	W (mm)	W _c (mm)	D _h (mm)	L/D _h
5	1	1.25	0.33	27
10	0.5	0.6	0.29	35
15	0.3	0.4	0.24	38
20	0.2	0.3	0.2	45
25	0.17	0.25	0.184	48.9
30	0.15	0.2	0.17	53
40	0.1	0.15	0.13	68
50	0.07	0.12	0.1	87
60	0.05	0.1	0.08	112

교환기 내에서의 층류-대류 열전달 현상을 수치적으로 해석하기 위해 Fig. 7 과 같은 수치모델을 만들었다.

정방형 모양의 적층된 칩 사이에 열교환기가 위치해 있으며 아래와 위의 두 개의 칩들은 열원으로 작용한다. 열교환기 입구에는 500~10000Pa 사이의 압력이 주어지며 출구 쪽은 대기압 상태이다. 외부표면은 단열이다. 작동유체는 물이며 칩과 열교환기의 재질은 각각 실리콘과 Poly dimethyl siloxane (PDMS)이다. 열교환기의 재질은 손쉬운 성형을 위해 몰딩공정의 용이성을 고려하여 선정되었다.

채널 수를 증가시키면서 총 9 개의 서로 다른 종횡비를 갖는 수치모델을 이용해 수치해석을 수행하였다. Table 3 은 수치모델들의 형상변수들을 보여주고 있다. 채널길이(L)은 9mm, 높이 (H)는 0.2mm 로 모두 같다.

3.1.2 수치해석 결과

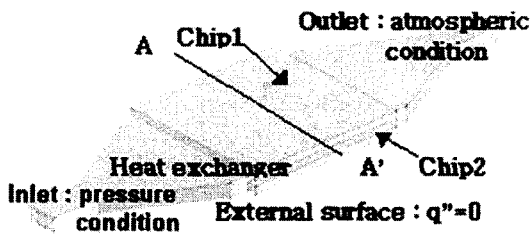
수치해석을 위한 계산조건으로 8W 의 chip Power 를 사용하고, 압력조건을 500pa~10,000pa 범위 내에서 변화시켰으며, 채널 폭을 50 μ m ~ 1000 μ m 범위에서 변화시키면서 각 조건에 해당하는 최대온도를

관찰하였다. 수치해석을 통한 결과는 Fig. 8 과 같다. Fig. 8(a)의 그림은 가해진 압력하에서 채널 폭 (W)와 칩의 최고온도 (T_{max})와의 관계를 보여준다. 전반적으로 모든 압력하에서 채널 폭이 작아짐에 따라 유량의 감소로 인하여 약간의 온도상승을 보이다가 채널 폭이 어느 정도 이하로 작아지면 갑자기 온도가 급격하게 증가하는 경향을 보이고 있다.

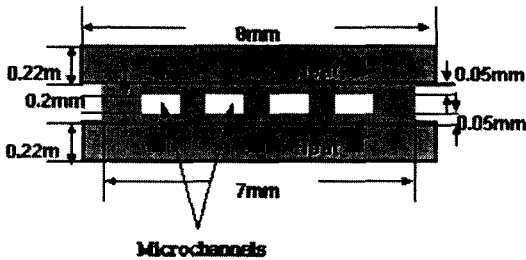
또한 압력이 작아질수록 온도가 증가하는 정도가 더 급격해 짐을 알 수 있는데 이것은 유량이 상대적으로 작은 영역에서는 채널 폭의 변화에 따른 유량의 변화에 열전달의 성능이 민감하게 반응

하는 것으로 분석된다.

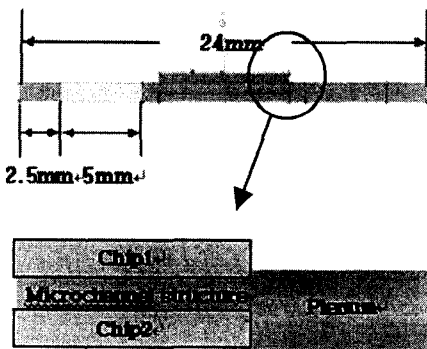
Fig. 8(b)는 입구와 출구의 압력강하에 따른 칩의 최고 온도변화를 보여주고 있다. 입구의 압력이 증가함에 따라 유량의 증가로 칩의 온도가 감소하다가 일정압력 이상부터는 칩의 온도가 더 이상 감소하지 않는 경향을 보이고 있는데, 이는 열교환기의 재질로 사용된 PDMS 재료의 열전달 계수가 비교적 낮아 발열체로부터 열이 방출됨에 있어 전도 열전달의 한계가 존재하기 때문으로 파악된다. 열교환기 재질인 PDMS 의 낮은 열전도도가 전체 냉각효율을 저하시키는 문제를 개선하기 위해서는 보다 높은 전도율의 재질로 바꾸는 것이 한가지 방법이 될 수 있으나, 실제로 마이크로 채널의 몰딩 성형성과 상,하의 발열칩과의 접촉성 및 유체유동이 일어나는 관로의 밀폐성 등을 고려할 때 아직까지는 PDMS 를 대체할 만한 보다 높은 전도율을 갖는 더 적합한 열교환기 재질을 찾기가 어려운 실정이다.



(a) Boundary condition

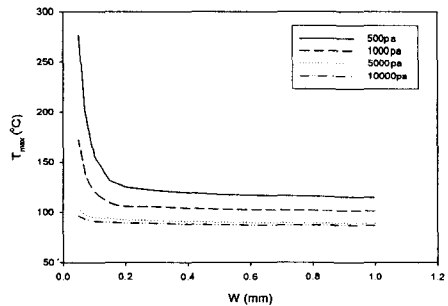


(b) Cross section of A-A'

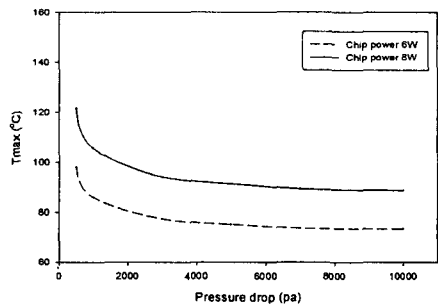


(c) Side view

Fig. 7 Numerical model for stacked multi-chip module



(a) Maximum temperature of the chip as a function of channel width at various pressure drop between inlet and outlet (for chip power: 8W)



(b) Maximum temperature of the chip as a function of pressure drop between inlet and outlet (for number of channels: 15)

Fig. 8 Simulation results

환기를 제작하여 성능 실험을 수행하였다.

3.2.1 SU-8 몰드와 열교환기 제작공정

초소형 열교환기는 Fig. 9 와 같이 7 단계의 공정을 통해 제작된다. 먼저 감광성 수지인 Su-8 포토레지스트가 200 μm 두께로 실리콘 웨이퍼위에 코팅되어진 후 65°C에서 30 분 동안 경화된다.

경화된 포토레지스트층에는 노광작업을 통해 Fig. 9 (b)와 같은 패턴이 생기게된다. 다음으로 두 번째 Su-8 층이 250 μm의 두께로 (c)와 같이 코팅이 되고 앞서 기술된 과정을 통해 (d)와 같은 패턴을 갖게 된다. 마지막으로 에칭작업을 통해 (e)와 같은 형태의 마이크로 볼드를 만든다.

위에서 언급한 과정을 통해 만들어진 하판 몰드에 액상 상태의 Polydimethylsiloxane (PDMS)을 주입하고 75°C에서 30 분 동안 경화시킨 후 분리시키면 단면이 (g)와 같은 열교환기를 만들 수 있다.

Fig. 10 은 공정을 통해 만들어진 마이크로 몰드와 열교환기이며 채널수가 5~25 개, 채널 폭은 1.0~0.17mm 이다.

3.2.2 적층형 구조의 multi-chip 시편 제작

적층형 구조의 multi-chip 을 만들기 위해 Fig. 11

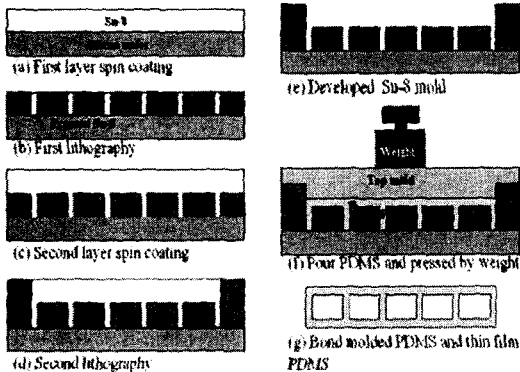


Fig. 9 SU-8 mold fabrication process diagram

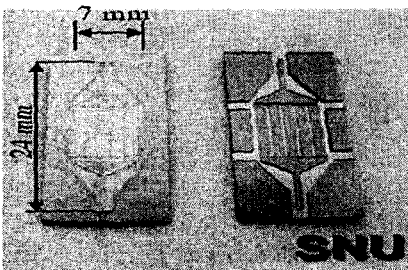


Fig. 10 Fabricated PDMS heat exchanger (left) and SU-8 mold (right)

과 같이 열원 역할을 하는 저항기와 온도를 측정할 수 있는 thermal diode 를 포함하는 칩을 PCB 기판에 부착하고 그 위에 열교환기를 올린 다음 다시 한층의 칩을 쌓았다. 이러한 적층형 구조의 multi-chip 은 전기적 신호의 교환을 위해 기판과 와이어 결합(wire bonding)을 한다. 칩 표면의 단열 조건을 위해 열전달 계수가 낮은 에폭시를 이용하여 사출성형 법으로 제작하였으며, 최종적으로 얻어지는 패키지된 상태의 시편은 Fig.12 와 같다. 제작된 시편은 진공상태의 용기 내에서 실험을 수행하여 패키지 외벽면에서의 대류열전달을 최소화 하였다.

3.2.3 실험장치

실험을 수행하기 위한 장비들의 정렬은 Fig. 13 과 같다. 입구부분에서는 주사기 펌프에 의해 유량이 조절되며 입구와 출구에는 압력센서와 온도 센서가 부착되어 있다. 칩의 온도는 칩에 있는 5 개의 thermal diode 들에 의해 감지된다. 감지되는 전압을 온도로 환산하는 식은 다음과 같다.

$$Temp = 505.2^{\circ}C - 611.8(^{\circ}C/V) \times V_j \quad (9)$$

(at diode sensing current of 1mA)

3.2.4 실험결과

실험결과를 수치해석결과와 비교하기 위해서 Fig.14 에 두 결과를 모두 나타내었다. 실험 조건

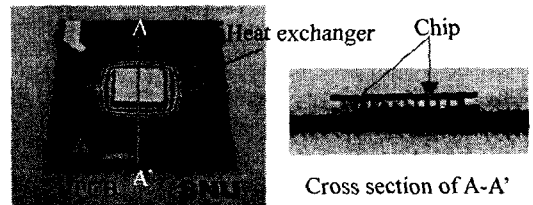


Fig. 11 Assembled device

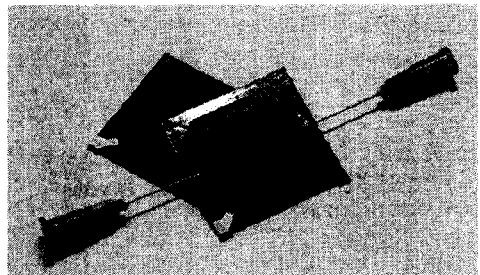


Fig. 12 Packaged MCM by using epoxy mold compound (EMC)

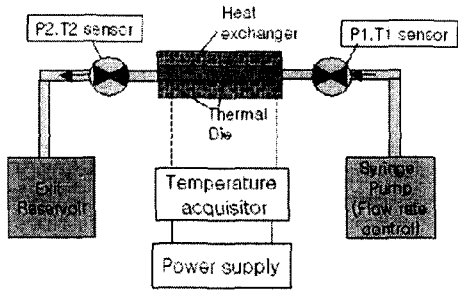
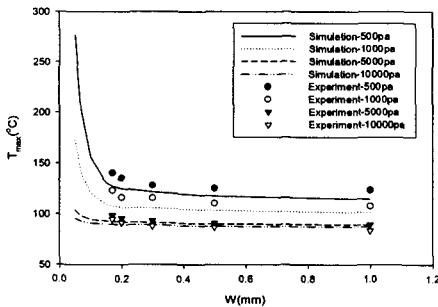
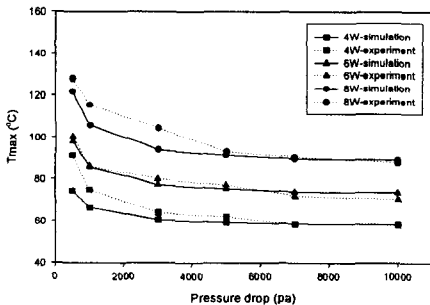


Fig. 13 Schematic of experimental equipment



(a) For chip power: 8W



(b) For number of channels: 15

Fig. 14 Comparison of experimental data and numerical results (Maximum temperature of the chip)

으로는 단위면적당 균일한 발열량을 발생하는 발열체에 4W, 6W, 8W의 열량을 발열시켰으며, 작동 유체의 주입압력을 500Pa~10,000Pa의 범위에서 변화시켰고, 냉각채널의 폭을 50 μm ~ 1000 μm 범위에서 변화시켰다. 각 경우에 대해 정상상태에 도달한 칩의 최대온도를 측정하였으며, 이 온도를 수치해석 결과와 비교하였다. Fig. 14에서 볼 수 있는 바와 같이 대체적으로 실험에 의해 얻어진 최대 온도가 수치해석의 예상치보다 다소 높게 나타나고 있으며, 이는 주로 냉각채널과 발열체 사이의 접촉저항 등에 기인한 것으로 추정된다. Fig. 14의 결과에서 볼 수 있는 바와 같이 채널의 폭이 좁아질수록 최대 온도가 상승하는 결과를 관찰

할 수 있으며 이는 같은 주입압력에 대해 채널 폭이 작을수록 유량이 감소하여 냉각효율을 저하시키기 때문이며, 채널 폭이 약 100 μm 이하로 줄어들 경우 급격한 최대온도 상승이 관찰되고 있다. 또한 동일한 채널 개수 및 폭에 대하여 주입압력이 작아질수록 유량이 감소하여 최대온도가 상승하는 결과를 볼 수 있다. 실험결과와 수치해석의 비교에서 대부분 공통적으로 실험치가 수치해석 결과보다 다소 높게 나오는 경향이 관찰되었으며, 이는 주로 실험오차 이외에 열교환기와 발열칩의 접촉이 완벽하지 않은데서 비롯된 접촉저항의 문제 등에 기인하는 것으로 예상된다.

4. 결론

마이크로 스케일에서 직사각형 단면의 채널들이 평행하게 배열형태로 위치한 구조에서의 층류-대류 열전달 현상을 알아보기 위해 적절한 수치모델을 만들어 수치해석을 수행하였다. 수치해석결과를 바탕으로 마이크로 스케일에서 층류-대류 열전달을 예측할 수 있는 상관관계식을 유도해 보았으며, 이 식은 층류 전 영역에 걸쳐 적용될 수 있다. 적층된 칩들 사이에 위치한 초소형 열교환기 내에서의 층류-대류 열전달 현상과 관련된 연구를 실험과 수치해석을 통해 수행 하였다. 실험과 수치해석을 통해 나온 결과들은 적층형 multi-chip을 비롯한 여러가지 다양한 전자장치에 사용될 수 있는 열교환기 설계시에 효과적으로 적용될 수 있다.

후 기

본 연구는 ㈜삼성전자 패키지 사업팀의 재정적, 기술적 지원을 제공받아 수행되었다.

참고문헌

- (1) Gravesen, P., Branebjerg J., and Søndergård, O.,1993, "Microfluidics," *J. Micromech. Microeng.* 3, pp. 168~182.
- (2) Peng, X. F., Wang, B. X., Peterson, G. P. and Ma, H. B., 1995, "Experimental Investigation on Forced-Flow Convection of Liquid Flow Through Microchannel," *Int. J. Heat Mass Transfer* 38(1), pp. 127~137.
- (3) Peng, X. F. and Peterson G. P., 1995, "the Effect of Thermofluid and Geometric Parameters on Convection of Liquid Through Rectangular Microchannels," *Int. J. Heat Mass Transfer* 38(4), pp. 755~758.
- (4) Peng, X. F. and Peterson, G. P., 1996, "Convective Heat Transfer and Flow Friction for Water Flow in Microchannel Structures," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 12, pp. 2599~2608.
- (5) Wibelwas, P., 1966, "Laminar Flow Heat Transfer

- in Non-Circular Ductt,” Ph. D. thesis, London University, London.
- (6) Choi, S. B., Barron, R. F. and Warrington, R. O., 1991, “Liquid Flow and Heat Transfer in Microtubes,” *In Micromechanical Sensors, Actuators and Systems* (Edited by D. Cho et al.), ASME DSC-Vol. 32, pp. 123~134.
- (7) Weisberg, A., Bau, H. H. and Zemel, J., 1992, “Analysis of Microchannels for Integrated Cooling,” *Int. J. Heat Mass Transfer* 35(10), pp. 2465~2474.
- (8) Bowers, M. B. and Mudawar, I., 1994, “High Flux Boiling in Low Flow Rate, Low Pressure Drop Mini-Channel and Micro-Channel Heat Sinks,” *Int. J. Heat Mass Transfer* 37(2), pp. 321~332.
- (9) Shoji, S. and Esashi, M., 1994, “Microflow Devices and Systems,” *Journal of Micromechanics and microengineering*, Vol. 4 No. 4, pp. 157~171.
- (10) Bau, H.H., 1998, “Optimization of Conduits' Shape in Micro Heat Exchangers,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41 No. 18, pp. 2717~2723.
- (11) Gillot, C., Bricard, A. and Schaeffer, C., 2000, “Single- and Two-Phase Heat Exchangers for Power Electronic Components,” *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 39 No. 8, pp. 826~832.
- (12) Hetsroni, G., Mosyak, A. and Segal, Z., 2001, “Nonuniform Temperature Distribution in Electronic Devices Cooled by Flow in Parallel Microchannels,” *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, Vol. 24, No. 1, pp. 16~23.
- (13) Zhang, Lian, Koo, Jae-Mo, Jiang, Linan, Asheghi, M., Goodson, K.E., Santiago, J.G. and Kenny, T.W., 2002, “Measurements and Modeling of Two-Phase Flow in Microchannels with Nearly Constant Heat Flux Boundary Conditions,” *Journal of Microelectromechanical Systems : a Joint IEEE and ASME Publication on Microstructures, Microactuators, Microsensors, and Microsystems*, Vol. 11 No. 1, pp. 12~19.
- (14) Peng, X.F., Hu, H.Y. and Wang, B.X., 1998, “Boiling Nucleation During Liquid Flow in Microchannels,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41 No. 1, pp. 101~106.
- (15) Huff, M. A., Mettner, M. S., Lober, T. A. and Schmidt, M. A., 1990, “A Pressure-Balanced Electrostatically Actuated Microvalve,” *Technical Digest IEEE Solid-State Sensor and Actuator Workshop*, pp. 123~127.