

# 워터블록 내부형상에 따른 수냉식 전자부품 냉각장치 성능변화에 관한 실험적 연구

## Experimental Study on the Performance of an Electric Component Liquid Cooling System with Variation of the Waterblock Internal Shape

함형창(Hyung Chang Hahm)<sup>1</sup>, 박창용(Chang Yong Park)<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>서울과학기술대학교 NID 융합기술대학원, <sup>2</sup>서울과학기술대학교 기계시스템디자인공학과

<sup>1</sup>Graduate School of NID Fusion Technology, Seoul National University of Science and Technology, Seoul 139-743, Republic of Korea

<sup>2</sup>Department of Mechanical System Design Engineering, Seoul National University of Science and Technology, Seoul 139-743, Republic of Korea

(Received February 1, 2013; revision received April 8, 2013)

**Abstract** An experimental study on the performance of a liquid electric component cooling system was performed. The thermal resistance and pressure drop at a heat sink were measured, for aluminum waterblocks with four different internal shapes, with either smooth surface, porous media filling, or with fins of 5 mm height, or of 7 mm height. The fins had 0.5 mm thickness, and the gap between the fins was 0.5 mm. The waterblock internal dimension was 36.5×36.5×7 mm. Compared with the waterblock with smooth surface, the thermal resistance reduction was 11%, 46%, and 42% for waterblocks with porous media filling, 5 mm, and 7 mm fins, respectively. A new dimensionless parameter was suggested to evaluate the waterblock performance, with the simultaneous consideration of thermal resistance and pressure drop. The performance of the waterblock with fins of 5 mm height was best by parameter.

**Key words** Electric component cooling(전자부품냉각), Liquid cooling(수냉), Pressure drop(압력강하), Thermal resistance(열저항), Waterblock(워터블록)

\* Corresponding author, E-mail: cypark@seoultech.ac.kr

### 기호설명

$C_p$	: 정압비열 [J/kg · K]
$j$	: Colburn factor, $\frac{h}{\rho V C_p} Pr^{2/3}$
$K_L$	: 압력손실계수
$\dot{m}$	: 질량유량 [kg/s 또는 kg/min]
$Pr$	: Prandtl 수, $\mu C_p / k$
$\dot{Q}$	: 열용량 [W]
$R_{th}$	: 열저항 [K/W]
$T_{bot}$	: 방열부 뒷면 평균온도 [°C]
$T_w$	: 물 측 온도 [°C]
$\Delta T_{lm}$	: 대수평균온도차 [°C]

### 1. 서 론

최근 전기회로의 고성능화와 고집적화, 그리고 고회

도 LED 조명사용 증가에 따라 고발열 밀도를 갖는 전자장치의 냉각이 중요해지고 있다. 고발열 전자장치에 적절한 냉각을 수행하지 않는 경우 전자부품 성능저하나 수명단축의 원인이 된다. 전자장치의 냉각으로 가장 널리 사용되는 공랭식은 비교적 저가로 안정적인 냉각을 구현하는 장점이 있지만 공기가 갖는 낮은 단위 유량 당 열수송 능력으로 인해 냉각 능력에 제한이 있으며, 고속회전 팬을 사용해야 하므로 이에 의한 소음발생이 심하다는 단점을 갖고 있다. 이러한 단점을 보완하기 위해 다양한 전자부품 냉각방법이 제시되고 있으며<sup>(1-4)</sup> 그 중 하나가 수냉식 냉각방법이다. 수냉식 냉각 기술은 액체가 갖는 높은 단위 유량 당 열수송 능력을 고발열 전자장치 냉각에 활용하려는 것이며, 수냉식 시스템을 적용한 CPU 및 GPU 냉각 시스템이 고성능 desktop 컴퓨터용으로 제작되어 상용화되었다. 이러한 시스템의 설계에서 가장 중요한 부분이 발열부와 직접 접

촉하여 냉각효과를 발휘하는 워터블록이다. 워터블록에는 제한된 공간에서도 높은 열전달 능력을 갖도록 미소채널을 적용하는 경우가 많고 이에 관한 연구가 진행되었다.<sup>(5-7)</sup> 미소채널을 갖는 워터블록은 냉각 측면에서는 유리하지만 제조단가의 상승이라는 단점을 가지고 있다. 기계적으로 채널을 가공하는 노력 이외에 비교적 저렴한 가격으로 열전달 능력을 향상시키기 위해 다공성 물질(porous media)을 사용하려는 연구도 진행되었다.<sup>(8)</sup>

위에서 언급한 다양한 연구에도 불구하고 미소채널이나 다공성 물질을 워터블록에 적용하는 경우, 매끈한 표면을 갖는 워터블록과 비교하여 어떠한 열전달 성능이나 압력강하 특성을 갖는가에 관한 정량적 비교 연구가 부족한 상황이다. 또한 미소채널과 관련된 대부분의 연구가 채널이 유동단면의 전체를 차지하고 있는 조건에서 수행되었으며, 유동 단면의 일부에만 채널이 적용되는 경우 이에 대한 열전달 및 압력강하 특성에 관한 연구는 거의 이루어지지 않았다. 본 연구에서는 고발열 밀도를 갖는 전자장치의 수냉식 냉각을 위한 워터블록 내부의 다양한 형상이 열전달 및 압력강하에 미치는 영향에 관한 실험적 분석이 이루어졌으며, 이를 바탕으로 워터블록 내부의 적절한 형상에 관한 고찰이 수행되었다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

Fig. 1은 본 실험에 사용된 전체적인 장치의 구성도이다. 장치의 작동유체는 증류수이며 closed-loop으로 구성되어 있다. 작동유체는 마그네틱 펌프에 의해 구동되며 모터에 공급되는 직류전압과 by-pass 루프에 설치된 밸브를 조절하여 원하는 질량유량을 얻는다. 펌프에서 나온 유체는 유량 조절용 밸브를 지나 Coriolis

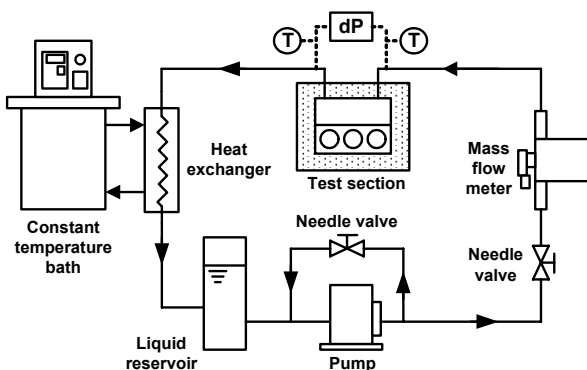


Fig. 1 Experimental apparatus layout.

질량유량계(오차는 측정값의  $\pm 0.15\%$ )를 통과한다. 유체는 test section으로 유입되어 발열부를 냉각시킨 후 유출되며, 온도가 상승한 작동유체는 항온조에 의해 냉각되는 열교환기를 지나고, 이후 저수조를 지나 다시 펌프로 유입된다. 실험을 위해서 온도와 test section 입출구의 압력차가 측정되었다. 온도는 T-type 열전대를 사용하였으며 측정 전 보정실험을 통해  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 정확도를 갖도록 하였다. 압력차의 측정에는 차압계를 이용하였다.

### 2.2 Test Section

Test section은 알루미늄을 재질로 하여 제작되었으며 Fig. 2에서 보여주는 것과 같이 아래로부터 발열부, 방열부, 그리고 덮개로 구성되어 있다. 발열부는 desk-top 컴퓨터의 CPU를 모사하기 위해 그 크기와 발열량이 정해졌으며, 발열을 위해 3개의 100 W 발열량을 갖는 히터가 설치되었다. 방열부는 열전달의 촉진을 위해 미소채널이 가공되어 있거나 성능 비교를 위해 매끈한 표면을 갖고 있으며 주변으로는 O-ring을 위한 홈이 가공되어 있다. 방열부의 뒷면(발열부와 닿는 면)에는 표면 온도를 측정하기 위한 3개의 열전대가 열전도성 접착제로 부착되었다. 열전대의 위치는 각각 냉각수 입구, 방열면 중심, 그리고 냉각수 출구의 뒷면이다. 덮개에는 대각선 방향으로 2개의 구멍이 있으며 이는 냉각수의 입구와 출구가 된다. 냉각수의 입출구 방향 그리고 채널의 배열은 기존에 발표된 연구<sup>(6, 7)</sup>에서 제시한 최적의 형상을 참고하여 제작하였다. 발열부와 방열부 사이에는 실리콘 계열의 thermal grease를 사용하여 열저항을 줄이도록 하였다.

본 연구에서 사용된 방열부의 형상조건은 크게 4가지이며 각 유동 단면에 관한 형상은 Table 1에 제시되었다. 첫 번째 형상은 매끈한 표면을 갖는 방열부이며,

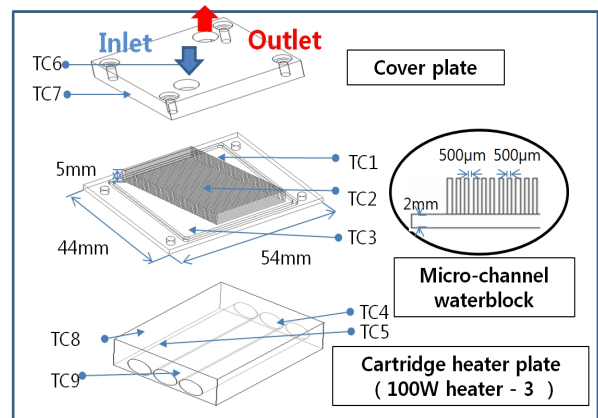


Fig. 2 Test section assembly(with fins).

Table 1 Waterblock cross-section shapes

Types	Cross-section shapes
Smooth surface	
Porous media filling	
5 mm fin height	
7 mm fin height	

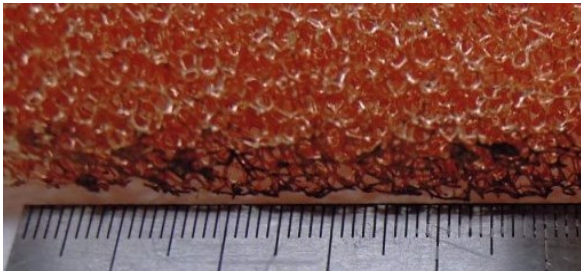


Fig. 3 Copper porous media(20 PPI).

두 번째 형상은 첫 번째 형상의 유동공간에 다공성 물질을 삽입하여 열전달 효과를 증가시키려 하였다. 다공성 물질의 재료는 구리이며 공극은 20 PPI(pores per inch)이다. 다공성 물질의 경우 그 공극이 PPI의 단위로 표현되어 공극의 크기를 정확하게 측정하기 어려웠기 때문에 Fig. 3과 같이 길이를 표현하는 자와 다공성 물질의 사진을 사용하여 공극 크기를 개략적으로 보여주었다. Fig. 3에서 자의 눈금 1칸은 1 mm이다. 세 번째 형상은 표면에 0.5 mm의 폭과 간격을 갖는 높이 5 mm 핀을 갖고 있으며, 네 번째 형상에는 높이가 7 mm인 유동단면을 모두 미소채널로 채우기 위해 0.5 mm 폭과 간격을 갖는 높이 7 mm의 핀이 가공되었다. 알루미늄 재료의 핀 가공을 위해 wire 방전가공(EDM: Electrical discharge machining)을 사용하였다.

### 2.3 실험조건 및 데이터 처리

실험에서는 덩개와 4가지 종류의 방열부 사이를 통과하는 냉각수의 유량을 5단계로, 발열부의 히터에 공급

Table 2 Measurement conditions

Parameter	Conditions
$\dot{m}$ [kg/min]	0.6, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5
Heating rate[W]	70, 130, 200
$T_w$ , in[°C]	30

하는 전력량을 3단계로 조절하여 총 60개 실험조건이 수행되었다. Table 2은 수행된 실험조건을 보여준다.

본 실험에서 측정된 온도, 압력 그리고 질량유량은 데이터 수집장치(NI DAQ-9172)로 연결되어 실시간으로 PC에 저장되었고 정상상태에서 2초 간격으로 15분간 측정된 값의 평균을 이용하여 결과를 분석하였다.

실험을 통해 얻을 수 있는 최종적인 결과는 방열부 뒷면의 온도, 방열부의 열저항, 그리고 방열부의 냉각수 측 압력강하이다. 방열부 뒷면의 온도( $T_{bot}$ )는 Fig. 2의 TC1, TC2, 그리고 TC3의 평균값으로 구하였다. 방열부의 열저항은 방열부가 갖는 전도 및 대류열전달의 열저항의 합이며, 식(1)~식(3)을 이용하여 계산한다.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{bot} - T_{W,in}) - (T_{bot} - T_{W,out})}{\ln\left(\frac{T_{bot} - T_{W,in}}{T_{bot} - T_{W,out}}\right)} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_W = \dot{m}_W C_{P,avg} (T_{W,out} - T_{W,in}) \quad (2)$$

$$R_{th} = R_{th,conduction} + R_{th,convection} = \Delta T_{lm} / \dot{Q}_W \quad (3)$$

식(3)을 이용한 열저항의 측정 불확실도를 상용프로그램<sup>(9)</sup>을 이용하여 계산하였고 그 값은 발열량 130 W와 200W에서 조건에 따라 열저항의 2.9%~19.3% 사이에 존재하였다. 압력강하 측정을 위한 차압계의 측정 오차는  $\pm 0.17$  kPa이고, 전력량의 측정을 위한 계측기의 오차는 측정값의 0.1%이다.

## 3. 실험결과 및 고찰

### 3.1 Test Section의 열평형

Test section에서는 완전히 단열되었다는 조건에서 전기 히터로 가한 모든 열은 물에 의해 냉각되지만, 실제 실험에서 일부의 열은 주변으로 빠져나가게 된다. 독립적으로 수행된 실험을 통해 외부로 손실되는 시간당 열량을 구하였으며 이는 전기히터로 가해지는 에너지의 1.6%~3.2%였다. Fig. 4는 실험에서 측정된 test section의 열평형을 보여주고 있으며 모든 값이  $\pm 5\%$  내에 존재함을 알 수 있다.

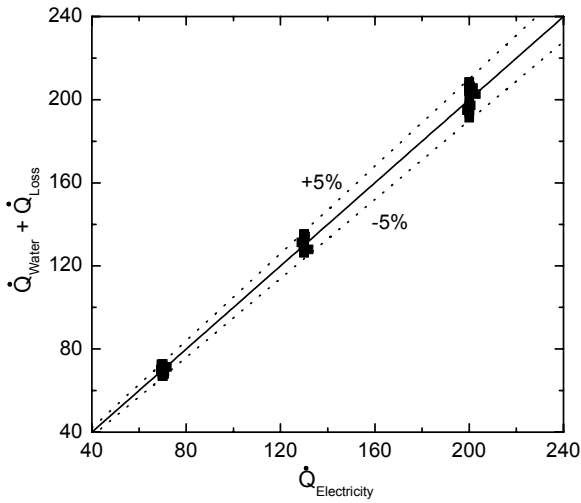


Fig. 4 Energy balance at the test section.

### 3.2 열전달 특성

Fig. 5는 발열량과 냉각수의 질량유량에 따른 방열부 뒷면 온도변화를 보여주고 있다. 발열이 많은 전자부품에는 작동 가능한 최대의 한계온도가 존재하며 CPU의 경우 약 70°C 정도이다. 본 실험에서 측정된 온도는 방열부 아랫면의 온도이므로 안전을 고려하여 약 65°C 이하의 조건으로 냉각하는 것이 필요하며 이 한계온도는 Fig. 4에서 점선으로 표시되어 있다. 발열량이 70 W인 경우 방열부의 형상에 관계없이 모든 유량조건에서 한계온도 이하의 냉각이 가능함을 알 수 있다. 하지만 미소채널이 설치된 경우 그렇지 않은 경우에 비해 70 W 발열조건에서 표면온도가 약 5°C~10°C 더 낮았다. 전자장치에서 냉각이 잘 될수록 부품의 수명이 증가하고, 고장율이 낮아지므로 미소채널을 갖는 방열부의 설치가 의미를 갖는다고 할 수 있다. 130 W 발열의 경우 매끈한 표면과 다공성 물질을 삽입하는 경우 저유량 조건에서는 한계온도 이하로 냉각이 어렵다는 것을 보여준다. 200 W의 고발열 조건에서는 미소채널을 적용하지 않는 경우 모든 유량조건에서 한계온도 이하로 냉각이 불가능함을 알 수 있다. 따라서 고발열 조건을 갖는 전자부품 냉각에서 일정 발열량 이상이 되는 경우 냉각을 위해 적절한 내부형상을 갖는 방열부를 적용해야 한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 5에서 주목할 점은 유동단면을 완전히 미소채널로 채우는 경우(7 mm 핀 높이)보다 오히려 핀의 높이를 5 mm로 하고 덮개와 핀 끝 사이에 2 mm의 공간을 두는 경우에서 바닥면의 온도가 약간 더 낮다는 점이다. 이는 미소채널로 모든 유동단면을 채우는 것 보다 일부의 단면을 채우는 것이 냉각효과가 더 우수하다는 것을 의미한다.

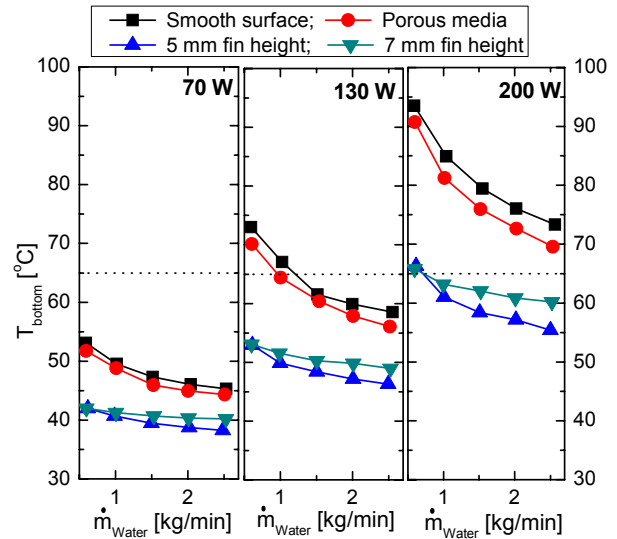


Fig. 5 Waterblock bottom temperature variation with the change of heating rate and water mass flow rate.

각각 다른 형상을 갖는 방열부의 성능비교를 위해 방열부가 갖는 열저항을 식(1)~식(3)을 이용하여 구하였으며, 그 결과가 Fig. 6에 제시되어 있다. Fig. 6에서 수직으로 표현된 것은 열저항을 계산하는 과정에서 불확실도를 의미하며, 질량유량이 증가할수록 냉각수의 온도차가 감소하여 불확실도가 증가하고 있음을 보여준다.

전술한 것과 같이 핀 높이가 5 mm인 조건이 7 mm인 조건에 비해 열저항이 더 낮으며 두 열저항의 차이는 유량이 증가함에 따라 커짐을 알 수 있다. 이러한

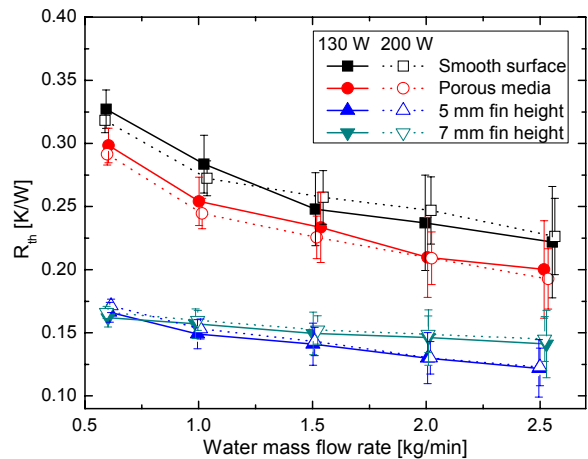


Fig. 6 Waterblock  $R_{th}$  variation with the change of heating rate and water mass flow rate.

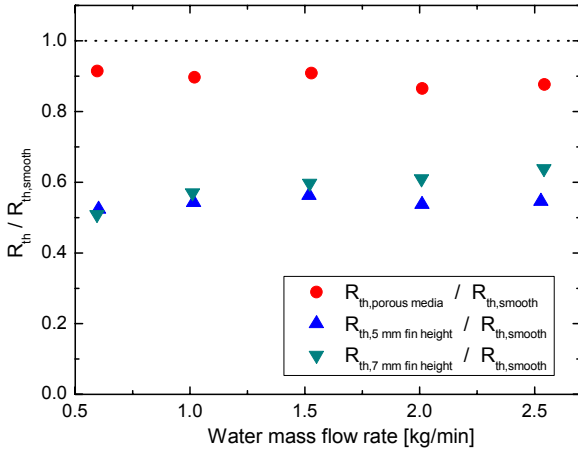


Fig. 7  $R_{th}/R_{th,smooth}$  variation with the change of water mass flow rate.

열저항의 차이는 위터블록 내부의 유동특성에 기인한 것으로 보인다. Fig. 2에서 보여주는 것과 같이 유동은 바닥에 수직방향으로 유입되며 이때 액체는 관성에 의해 바닥으로 깔리며 유동하는 특성을 갖게 된다. 이때 미소채널 위에 2 mm의 유동공간이 존재하게 되면 많은 양의 액체가 유동저항이 작은 상부의 유동공간으로 이동하게 되며 이때 방열부 내부에는 매우 활발한 유동의 섞임 현상이 발생하게 된다. 또한 상부 2 mm 유동공간으로 액체가 빠르게 흐르며 채널 사이를 흐르는 액체의 유동을 유도하며 유동 상하의 섞임 현상도 발생할 것으로 예상된다. 이러한 활발한 유동의 상호작용과 섞임으로 인해 5 mm의 핀 높이를 갖는 방열부가 유동공간을 채널로 완전히 채우는 7 mm 핀 높이의 조건보다 우수한 냉각 효과를 갖는 것으로 판단된다.

Fig. 6에서 구리로 된 다공성 물질을 삽입한 경우 열저항이 약간 감소하는 것을 확인할 수 있었지만 그 값은 크지 않았다. 이는 다공성 물질을 표면에 용접하지 않고 접촉하는 형태로 삽입하였기 때문에 표면과 다공성 물질이 닿는 부분에 접촉저항이 존재하기 때문으로 보인다.

Fig. 7은 매끈한 표면을 갖는 방열부의 열저항에 비해 전열촉진을 위한 형상이 어느 정도의 열저항 감소 효과를 가져오는지 보여준다. 다공성 물질을 삽입하는 경우에는 매끈한 표면에 비해 약 11% 정도의 평균 열저항 감소효과가 있으며 5 mm의 핀 높이를 갖는 경우 46%, 7 mm의 핀 높이를 갖는 경우 42%의 평균 열저항 감소가 있음을 알 수 있다.

### 3.3 압력강하 특성

Fig. 8은 방열부의 형상에 대해 냉각수 유량변화에

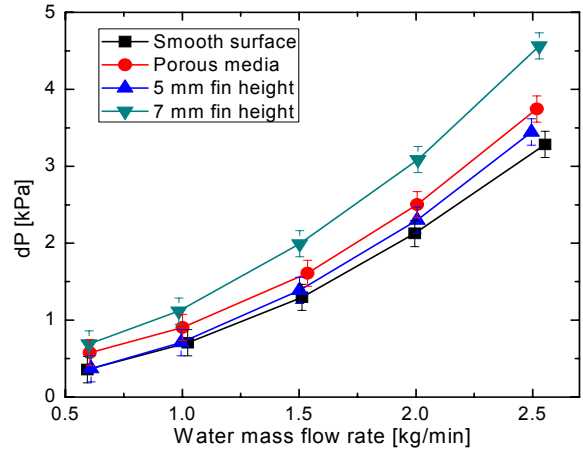


Fig. 8 Pressure drop variation with the change of water mass flow rate at 130 W.

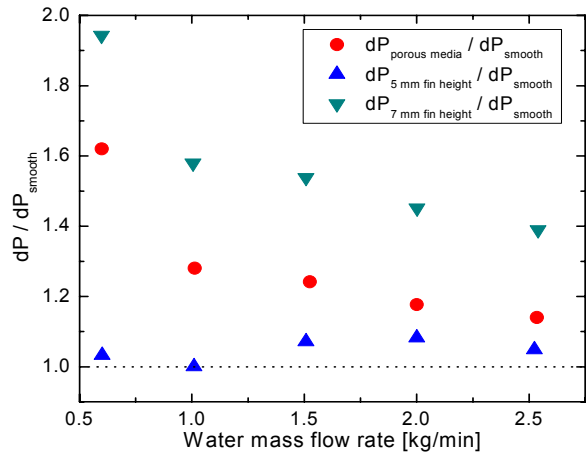


Fig. 9  $dP/dP_{smooth}$  variation with the water mass flow rate change at 130 W.

따른 압력강하량을 보여주고 있다. 각 지점에서 수직의 직선은 차압계가 가진 측정오차이다. 압력강하는 동일한 유량조건에서 매끈한 표면인 조건이 가장 작고, 미소채널이 유동단면적 모두를 차지하는 조건에서 가장 크게 나타난다. 핀 높이 5 mm인 경우가 다공성 물질을 삽입한 경우에 비해 압력강하가 약간 작게 나타나고 있지만 그 차이는 크지 않음을 알 수 있다.

Fig. 9는 매끈한 표면을 갖는 형상에서 압력강하량과 비교한 타 형상의 압력강하 비율을 보여준다. 유량이 가장 낮은 경우는 측정값이 작아 계측 오차로 인한 정확한 비교가 어려워 1.0~2.5 kg/min 유량조건인 매끈한 표면과 비교하면, 압력강하량 증가율은 7 mm 미소채널 높이의 경우 50%, 다공성 물질을 삽입하는 경우 21%, 5 mm 미소채널 높이의 경우 5%였다.

### 3.4 워터블록의 성능비교

Fig. 6~Fig. 9을 보면 각 형상에 따른 워터블록의 성능을 추론할 수 있다. 워터블록은 열저항과 압력강하를 동시에 감소시키는 것이 좋기 때문에 5 mm 높이의 핀을 갖는 방열판이 가장 우수한 성능을 가지는 것으로 판단된다. 하지만 이러한 비교는 열저항과 압력강하를 동시에 고려하는 일반적인 무차원 변수가 없어 정량적인 비교가 어려운 측면이 있다. 따라서 본 절에서는 열저항과 압력강하를 동시에 비교 및 평가할 수 있는 무차원 변수를 제시하고 이를 분석에 응용하였다.

일반적으로 열저항은 식(4)로 표현되고 무차원 열전달 계수인 Colburn  $j$  factor를 총괄열전달계수( $U$ )에 관한 식으로 표현하면 식(5)가 된다. 식(5)에서  $A$ 는 방열부 뒷면의 냉각면적, 즉 냉각부의 투영면적이다. 압력강하는 냉각부에서 유동면적 확대 및 축소, 유동방향 변화, 채널내부 유동, 다공성 물질 내 유동 등의 효과가 종합되어 나타나므로, 모든 영향을 포함하는 손실 계수( $K_L$ )를 이용하여 압력강하를 표현할 수 있으며 식(6)으로 표현된다.

$$R_{th} = 1/(UA) \quad (4)$$

$$j = \left( \frac{U}{\rho V C_p} \right) Pr^{2/3} = \left( \frac{1}{R_{th} A} \right) \left( \frac{1}{\rho V C_p} \right) Pr^{2/3} \quad (5)$$

$$K_L = (2 dP)/(\rho V^2) \quad (6)$$

여기서 워터블록의 성능은  $j$ 와  $K_L$ 의 비로 표현될 수 있다. 식(5)와 식(6)에서  $\rho$ 는 밀도,  $V$ 는 유동속도이다. 다양한 단면 형상을 갖는 방열부 내에서 유동속도를 정의하기 어렵기 때문에  $V$ 를 소거하기 위해 약간의 수정된 비의 형태로 무차원 변수를 제시하면 식(7)과 같

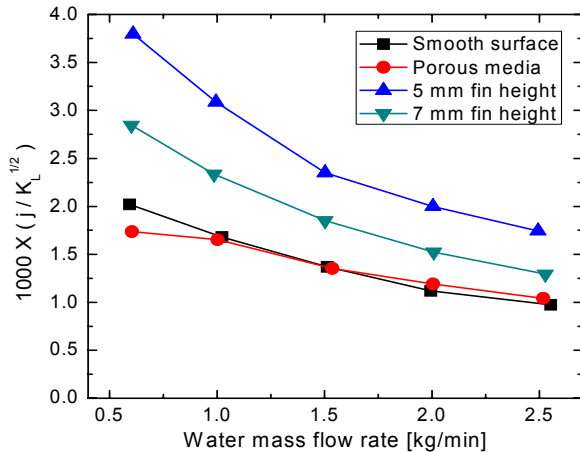


Fig. 10  $(j/K_L^{1/2})$  variation with the change water mass flow rate at 130 W.

다. 소거된 유동속도의 효과는 식(7)의 값을 질량유량과 함께 고려하면 표현 가능하다.

$$\frac{j}{K_L^{1/2}} = \left( \frac{Pr^{2/3}}{R_{th} A C_p} \right) \sqrt{\frac{1}{2\rho dP}} \quad (7)$$

식(7)에서 제시한 값이 클수록 성능이 우수함을 의미한다. 질량유량의 변화에 대한 방열부의  $(j/K_L^{1/2})$  값 변화가 Fig. 10에 제시되어 있다. 전술한 것과 같이 주어진 유량조건에서 5 mm 핀 높이를 갖는 방열부의 성능이 가장 우수한 것으로 나타났으며 유동 단면을 모두 미소채널로 채우는 7 mm 핀 높이를 갖는 경우가 다음으로 높은 성능을, 마지막으로 매끈한 표면을 갖는 경우와 다공성 물질을 삽입한 방열부의 성능은 큰 차이가 없음을 확인할 수 있다.

### 4. 결 론

본 연구에서 수냉식 전자부품 냉각 시스템의 다양한 방열부 형상에 관한 연구가 실험적으로 수행되었으며, 그 결과를 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 유동단면을 미소채널로 모두 채우는 7 mm 핀 높이 방열부보다 덮개와 핀 끝 사이에 2 mm의 간격을 두는 5 mm 핀 높이의 방열부의 냉각 및 압력강하 성능이 더 우수하였다.
- (2) 매끈한 표면을 갖는 방열부에 비해 열저항의 감소율은 다공성 물질을 삽입하는 경우 평균 11%, 5 mm 핀 높이의 경우 평균 46%, 7 mm 핀 높이의 경우 평균 42%이다.
- (3) 매끈한 표면을 갖는 형상에 비해 워터블록 입출구의 압력강하 증가율은 다공성 물질을 삽입하는 경우 평균 21%, 5 mm 핀 높이의 경우 평균 5%, 7 mm 핀 높이의 경우 평균 50%이다.
- (4) 열저항과 압력강하를 모두 고려하는 무차원 변수( $j/K_L^{1/2}$ )를 제시하였으며, 이를 이용하여 방열부의 형상에 따른 성능특성을 정량적으로 표현하는 것이 가능하였다.

### 후 기

본 연구는 교육과학기술부의 재원으로 한국연구재단 기본연구지원사업(2010-0012022)의 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

### 참고문헌

1. McGlen, R. J., Jachuck, R., and Lin, S., 2004, Integrated thermal management techniques for high power

- electric devices, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, pp. 1143-1156.
2. Kandasamy, R., Wang, A.-Q., and Mujumdar, A. S., 2008, Transient cooling of electronics using phase change material(PCM)-based heat sinks, Vol. 28, pp. 1047-1057.
  3. Zhang, Y. P., Yu, X. L., Feng, Q. K., and Zhang, R. T., 2009, Thermal performance study of integrated cold plate with power module, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 3568-3573.
  4. Lai, Y., Cordero, N., Barthel, F., Tebbe, F., Kuhn, J., Apfelbeck, R., and Würtenberger, D., 2009, Liquid cooling of bright LEDs for automotive applications, *Applied Thermal Engineering*, pp. 1239-1244.
  5. Zhang, H. Y., Pinjala, D., Wong T. N., Toh K. C., and Joshi, Y. K., 2005, Single-phase liquid microchannel heat sink for electronics packages, *Applied Thermal Engineering*, Vol 25., pp. 1472-1487.
  6. Kwon, O.-K., Choi, M.-J., Cha, D.-A., and Yun, J.-H., 2008, A study on thermal performance of micro channel Waterblock for computer cooling, *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers of KSME B*, Vol. 32, pp. 776-783.
  7. Choi, M.-J., Kwon, O.-K., and Yun, J.-H., 2009, Flow distribution and heat transfer characteristics of the micro channel Waterblock with different shape of inlet, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 21, pp. 386-393.
  8. Moomsma, K., Poulikakos, D., and Zwick, F., 2003, Metal foams as compact high performance heat exchangers, *Mechanics of Materials*, Vol. 35, pp. 1161-1176.
  9. Klein, S. A., 2004, *Engineering Equation Solver, V.7.3, F-Chart Software*, Madison, WI, USA.