

하이브리드 자동차 구동시스템용 냉각 유로 최적화에 관한 연구

이 광 희,¹ 김 재 원,^{*2} 안 은 영³

OPTIMAL DESIGN FOR COOLING SYSTEM OF DRIVING UNITS FOR HYBRID VEHICLES

K.H. Lee,¹ Jae Won Kim^{*2} and E.Y. Ahn³

The cooling system for electric devices of hybrid vehicles is examined. The present system is composed of coolant paths, inlet diffuser and heat sinks whose shapes are diamond and circular. In this work, inlet duct and fin arrays are combined in proposed models and examined by numerical calculations. Nusselt number and Reynolds number are considered for heat transfer performance. Main focus lies on the looking for optimal model for the cooling system adopted to compact driving module of a hybrid vehicle. The optimal model shows uniform flow patterns in the inlet diffuser and secondary flows after the fins attached to heat source. It is found that the vortical flows around the heat sinks are effective for heat removal mechanism.

Key Words : 히트 싱크(Heat Sink), 전자부품냉각(Electronics Cooling), 하이브리드 자동차(Hybrid Vehicle)

1. 서 론

최근 전자부품 내 각종 소자의 소형화, 고밀도화는 부품 당 소모 전력의 증가를 가져오며 이는 전자소자에 고발열 현상이 발생하는 원인이 된다. 반도체 소자는 작동 중에 발생된 열이 적절하게 발산되지 않을 경우 소자의 성능이 급격하게 떨어짐과 동시에 수명감소와 소자가 파손되는 경우가 발생할 수 있다[1]. 실제로 반도체 소자의 불량률 중 70-75%가 열적인 문제에 의해 발생되고 있다. 따라서 각종 고집적 반도체 소자 등에서 발생하는 열을 최대한 방출시키고 이로 인해 발생하는 열적인 문제점을 최소화하기 위해 히트싱크(Heat-sink)를 반도체 칩 또는 세라믹기판 등에 부착하여 소자에서 발생하는 열을 최대한 방출시키고 있다[2].

본 연구에서는 40kW급 디젤엔진-모터 하이브리드 전기 자동차(이하 HEV)에 장착되는 구동시스템인 HDC(High side DC/DC Converter) 와 MCU(Motor Control Unit) 가 방열목표를

만족할 수 있도록 냉각시스템을 설계하는데 본 연구의 목적이 있다.

방열목표를 만족하기 위해서는 구동시스템의 파워모듈인 MCU 및 HDC용 IGBT 모듈의 전력용 반도체 소자가 연속정격에서 온도포화가 이루어진 후 최대정격을 30초 동안 인가하였을 때 전력용 반도체 소자의 온도가 120℃ 이하에서 작동 될 수 있도록 히트 싱크를 설계하는 것이다. 냉각핀의 형상과 길이 및 열전달 표면적, 유로형태를 고려하여 모델을 설계하고 설계된 모델에 대한 전산해석을 통해 유동현상과 발열체 및 히트싱크의 온도분포를 예측하고자 하며 이를 통해 각 모델의 열전달 성능을 비교 분석하고자 한다.

2. 본 론

2.1 모델 설계

일체형 구동시스템에 사용되는 IGBT 모듈은 Fig. 1과 같이 3개의 DCB(Direct Copper Bonded) 기판에 각각 IGBT 8개와 DIODE 4개로 구성되어 있다. IGBT와 DIODE에서 손실된 에너지로 인해 발생하는 열은 DCB 기판을 통해 히트싱크로 열전달이 이루어진다. 핀의 위치는 DCB 기판에 배치하였으며, 핀의 형상 및 배열, 핀의 높이 그리고 히트싱크 입구측 유로 형태에 대한 요소를 고려하여 설계하였다. 크기가 제한된 유

접수일: 2008년 12월 30일, 수정일: 2009년 3월 9일,

게재확정일: 2009년 3월 13일.

1 정희원, 선문대학교 대학원 기계공학과

2 정희원, 선문대학교 기계공학과

3 한밭대학교 멀티미디어 전공

* Corresponding author, E-mail: jwk@sunmoon.ac.kr

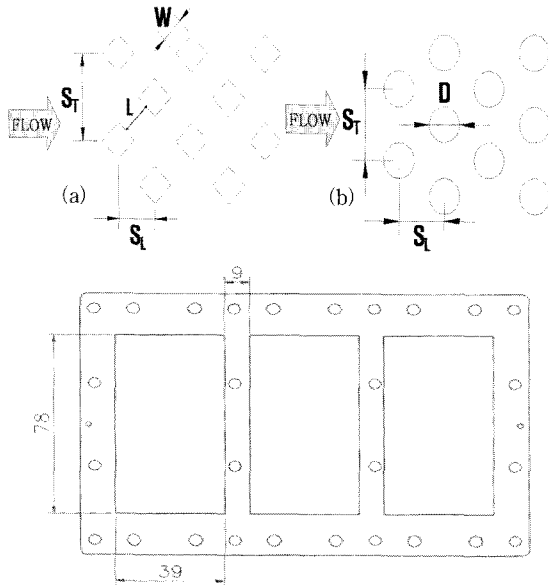


Fig. 1 Arrays of heat sinks (upper) and layout of base DCB (bottom); (a) diamond shaped fins, (b) circular one

로 높이(\$H_{fs}=22.5mm\$)에서의 핀 형상의 기하학적 요소로는 유동방향에 대한 가로간격(\$S_T\$), 세로간격(\$S_L\$)과 핀 사이의 간격(\$L\$), 핀의 높이(\$H_{fm}\$)가 있으며 다이아몬드 핀의 측면 길이 \$W\$, 원형 핀의 지름 \$D\$로 구분되어 Fig. 1에 도면으로 나타내었다.

SPARROW와 RAMSEY[3]의 선행 연구에서는 원형 핀들이 직사각형 채널 내부에 엇갈림 배열로 설치되어 있는 경우 무차원수인 Sherwood number와 압력계수 \$K_p\$를 통하여 원형 핀들의 높이에 따라 열전달 및 압력강화 특성에 관한 연구를 실시하였다. 핀의 수력 직경(\$D\$)과 핀의 높이(\$H_{fm}\$)의 비, 직사각형 채널의 높이(\$H_{cs}\$)와 핀의 높이(\$H_{fm}\$)의 비(\$H_{fm}/D\$)가 각각 1, 2, 3(\$H_{fm}/H_{cs}=0.29, 0.58, 0.875\$)인 경우에 대하여 연구한 결과 \$H_{fm}/D=3\$(\$H_{fm}/H_{cs}=0.875\$)인 경우가 열전달이 가장 높게 나타났으며, \$H_{fm}/D=1\$(\$H_{fm}/H_{cs}=0.29\$)일 때 가장 낮은 열전달량을 나타내었다. 반면 원형 핀 길이에 따른 압력강화를 비교해본 결과 열전달량이 가장 높았던 \$H_{fm}/D=3\$에서 압력강화가 가장 높게 나타났으며, 반대로 \$H_{fm}/D=1\$인 경우 압력강화가 가장 적게 나타났다. 이에 본 논문에서는 원형 핀의 경우 \$H_{fm}/D=1.7, 2\$(\$H_{fm}/H_{cs}=0.44, 0.53\$)가 되도록 핀의 높이를 설계하였다. 이는 핀에 의한 열전달과 압력강화를 고려한 것이다. 반면 다이아몬드 핀 형상은 고온현상이 예상되는 핀의 위치(Fig. 2의 영역 2와 3)에 열 전달량을 증가시키기 위한 목적으로 \$H_{fm}/W=2, 2.4, 3.75, 4.5\$(\$H_{fm}/H_{cs}=0.44, 1\$)가 되도록 다양하게 설치하여 모델을 구성하였으며, Fig. 2의 영역 4-6은 핀 형태 및 기하학적 구조는 동일하다. 설계 모델에 따른 핀의 수(\$Z\$), 냉각 수 유입구의 모양, 핀의 주요 치수 등은 Table 1에 정리하였다.

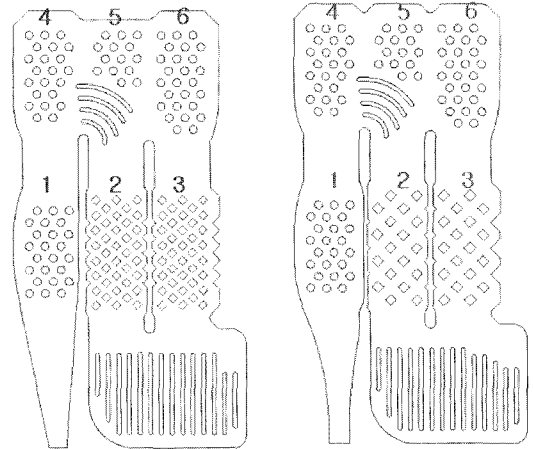


Fig. 2 Plan view of cooling pins with straight inlet duct (left) for cases 1, 2, and 5 and curved one (right) for case 3 and 4

본 연구의 고안된 설계 모델들은 공통적으로 원형 핀과 다이아몬드 핀의 혼합으로 구성되어있다. 이는 선행 연구자[3-9]들의 주요 결론인 열전달 향상에 유리한 다이아몬드 형상 핀과 유동저항 감소에 유리한 원형 핀의 장점을 모두 활용하기 위한 것이다. 특히 고온현상이 예상되는 영역 2와 3에는 동일 표면적에서 열전달 성능이 비교적 높은 다이아몬드 형상 핀[9]이 위치하고 있으며 그 외 핀의 위치에는 냉각핀에 의한 유동저항 및 압력강화를 고려하여 원형 핀으로 설계하였다.

냉각핀은 DCB 기판(39mm X 78mm)의 표면 내에 핀이 포함되도록 설계되었다. 예외적으로 CASE 3의 경우(Fig. 3 참조)에서는 DCB기판 면적을 벗어난 범위에 5개의 핀을 더 추가해 두 번째 단과 세 번째 단의 핀 배열 형태가 비대칭을 이루고 있다. 이를 통해 우측 세 번째 단의 열전달 표면적을

Table 1 No. of fins and geometric information for models

case (mm)	1		2		3		4		5	
	curved	curved	curved	curved	straight	straight	straight	straight	curved	curved
\$S_T\$ [mm]	12	15.4	12	15.4	12	13.436	12	19.798		12
\$S_L\$ [mm]	9	5.735	9	5.735	9	6.718	9	9.899		9
\$D(W)\$ [mm]	6	5	6	5	6	5	6	6		6
\$L\$ [mm]	-	4.5	-	4.5	-	4.5	-	8		-
\$H_{fm}/D\$ [-]	1.7	2	1.7	4.5	2	2.4	2	3.75		2
\$H_{fm}/H_{fs}\$ [-]	0.44	0.44	0.44	1	0.44	0.44	.53	1		.53
\$Z\$ [-]	86	76	86	76	94	75	86	36		86

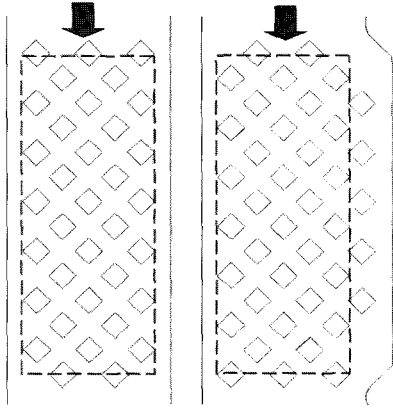


Fig. 3 Details of pin array for CASE 3

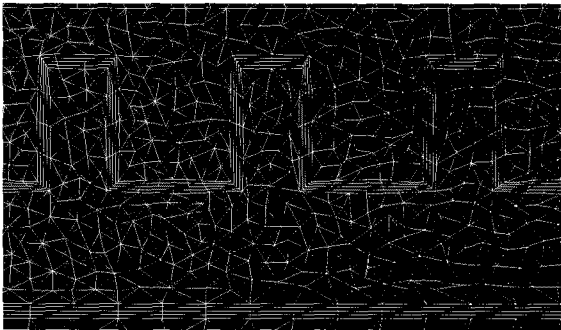


Fig. 4 Prism layer near solid heat sink and tetrahedral cells

증가시키고자 하는 의도로 준비하였다. 입구측 유로는 곡관의 확대관(diffuser) 형식인 CASE 1, 2, 5와 직관의 확대관을 갖는 CASE 3, 4로 구분 할 수 있다. 이에 따라 본 논문에서는 설계 모델의 전산해석을 통해 다음과 같은 비교 분석이 가능하다.

- 1) 입구측 유로형태에 따른 방열성능 비교 : CASE 4 (곡선 확대관)와 CASE 5(직선 확대관)는 입구측 유로형태를 제외한 기타 기하학적 설계 요소 동일.
- 2) 다이아몬드 형상 핀의 표면적 및 핀 사이 유동현상에 따른 방열성능 비교 : CASE 1($H_{fin}/H_{hs}=0.44$, $L=4.5mm$)과 CASE 2($H_{fin}/H_{hs}=1$, $L=4.5mm$), CASE 4 또는 CASE 5 ($H_{fin}/H_{hs}=1$, $L=8mm$)를 통해 표면적 증가 및 핀 사이 유동현상을 비교 하고 그에 따른 방열 성능 비교.
- 3) 제한된 유로공간에서 비대칭 핀 배열(영역 2와 3)에 따른 열전달 성능 비교 : CASE 3의 경우 영역 2와 3에서의 핀 개수 및 열전달 표면적의 비대칭.

2.2 전산해석

히트싱크 내부 유동장과 방열성능 예측을 위한 히트싱크

열전달 해석을 위해 상용 프로그램인 SC/Tetra V7.0을 사용하여 전산해석을 실시하였다. 전산해석에 사용된 지배방정식은 질량 보존 방정식, 운동량 보존 방정식, 에너지 보존 방정식이 사용되었으며, 난류 열전달 해석을 위해 Menter[12]에 의해 제안된 난류모델 SST(Shear Stress Transportation) k-ε 모델을 사용하였다. 사용된 지배방정식 및 난류 모델은 식 (1-4)에 정리하여 나타내었다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho g_i \beta (T - T_0) \tag{2}$$

$$\frac{\partial \rho C_p T}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho C_p T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} k \frac{\partial T}{\partial x_j} + \dot{q} \tag{3}$$

$$\begin{aligned} \frac{D(\rho k)}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial x_j} [(\mu + \sigma_{k3} \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j}] + P_k - \beta' \rho \omega k \\ \frac{D(\rho \omega)}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial x_j} [(\mu + \sigma_{\omega 3} \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j}] + \frac{\rho \gamma_3 P_k}{\mu_T} \\ &+ 2\rho(1 - F_1) \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} - \rho \beta_3 \omega^2 \end{aligned} \tag{4}$$

전산해석에 사용된 격자의 구성은 사면체(tetrahedron) 격자와 프리즘(prism)격자로 분할하여 구성하였으며 격자가 구성된 모델의 단면을 Fig. 4에 나타내었다.

프리즘 격자는 히트싱크 내에서 냉각수와 히트싱크의 벽면 및 냉각판들이 접하는 부분에 얇은 프리즘 레이어(prism layer)를 삽입하여 큰 속도 및 온도 기울기에 대한 해석의 안전성을 보장하기 위한 것이다. 그 이외의 영역에 대해서는 사면체 격자로 구성되어 있다. 격자수는 모델마다 다소 차이는 있으나 대략 160 ~ 180여만 개로 이루어져 있으며, 전산해석 수행 시간을 단축하기 위하여 정상상태에서 유동해석을 실시하였고, 시간에 따른 발열체의 온도 변화 및 히트싱크의 온도 분포 특성을 관찰하기 위해 비정상 상태에서 열전달 해석을 실시하였다.

전산해석에 사용된 경계 조건은 다음과 같다.

- 1) IGBT 모듈(발열체) 및 히트싱크는 외부경계에 의한 대류 및 복사에 의한 열 손실은 없다.(외부 영역에 대한 단열조건)
- 2) 냉각수의 유입 유동은 완전 발달된 난류유동이다.
- 3) 냉각수의 초기 입수 온도 및 기타 물질의 초기 온도는 8

0°C이다.

- 4) 히트싱크 입구영역에는 일정한 유량조건을 인가하였으며, 출구 영역은 대기압 조건을 인가하였다.
- 5) 히트싱크는 현물 재료인 AL-6061과 동일한 물성 조건을 부여하였다.

본 연구의 목적을 만족하기 위한 방열목표는 IGBT 모듈의 온도가 연속정격에서 온도 포화가 이루어진 상태에서 최대정격으로 30초간 인가 하였을 때 모듈의 온도를 120°C이하로 유지시키는 것이다. Table 2에 각 발열체에 대한 발열량을 정리하여 나타내었다.

3. 결과 및 고찰

전산 해석을 통해 핀 주변의 냉각 수 유동 특성을 확인하였다. 히트싱크의 유로 높이($H_{hs}=22.5\text{mm}$)와 핀이 부착되어있는 히트싱크의 상단 면에서부터의 거리 (y)로부터 $y/H_{hs}=0.3, 0.7$ 에 대하여 단면의 내부 유동을 가시화하여 나타내었다. 핀의 각 위치 중에서 입구측 영역과 발열량이 높은 IGBT 모듈이 장착된 영역 1~3번 위치를 상세히 Figs. 5-7에 나타내었다.

일정 유량(6 liter/min)이 공급되는 상태에서 히트싱크 내부 유동장을 가시화하여 살펴본 결과 $y/H_{hs}=0.3$ 과 0.7 에서 냉각 수 유동이 다르게 나타났다. 특히 $H_{fm}/H_{hs}>1$ 경우 핀과 핀 사이를 통과하는 유동과 핀 하단으로 흐르는 냉각수 유동에는 큰 차이가 나타났다.

CASE 1과 CASE 2는 입구에 곡선 확대관 채택의 동일한 입구측 유로형태를 가지고 있으며, 원형 핀의 높이가 $H_{fm}/H_{hs}=0.44$ 이고 다이아몬드 형상 핀은 각각 $H_{fm}/H_{hs}=0.44$ 와 1로 설계된 것이다. 두 모델 모두 입구측에서 역류현상이 나타났다. 입구 영역에서의 역류는 냉각 유체의 유입의 제한으로 냉각 성능의 저하를 의미한다.

핀 사이를 통과하는 냉각수의 평균 속도를 관찰하면 CASE 2가 0.048m/s 로 약 0.03m/s 빠르게 통과 하고 있으며, CASE 1은 핀 하류로 갈수록 유속이 감소하는 것으로 나타났다. 또한 $y/H_{hs}=0.7$ 에서 평균 속도를 측정한 결과 CASE 1의 평균 속도는 0.94m/s 로 대부분의 냉각수가 핀 하단을 통하여 흐르고 있다. 하지만 두 모델 모두 다이아몬드 형상 핀 후단에서 와류는 거의 발생되지 않았다. 입구측 유로 형상이 동일한 CASE 2와 CASE 5는 핀 사이 간격이 각각 4.5mm 와 8mm 로 설계되어 있다. CASE 5의 다이아몬드 형상 핀 후단에서 와류가 발생 되었으며, 반대로 CASE 2에서는 와류가 거의 발생되지 않았다. 와류의 발생 여부에 주의를 두는 이유는 와류 발생이 열을 제거하는 핀 주변에 냉각 유체의 정체를 증대 시키는 역할을 수행하고 하기 때문이다.

CASE 4와 CASE 5의 입구 형상은 각각 곡관과 직관으로

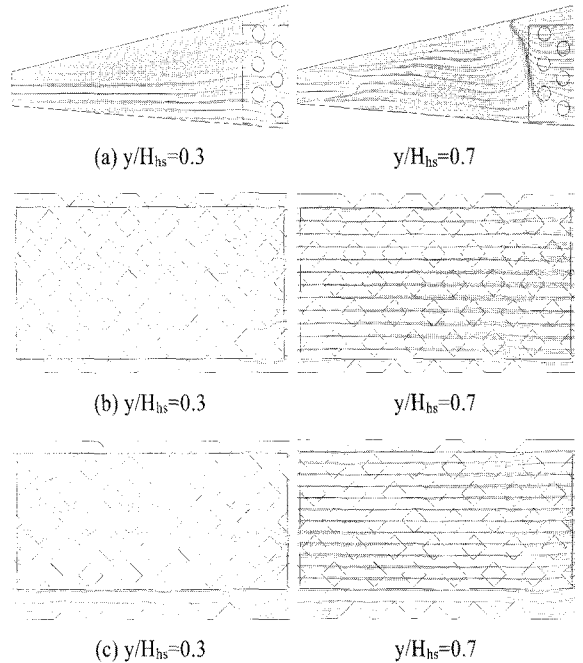


Fig. 5 Stream lines at $y/H_{hs}=0.3$, and 0.7 for CASE 1 ; (a) region 1, (b) region 2, (c) region 3

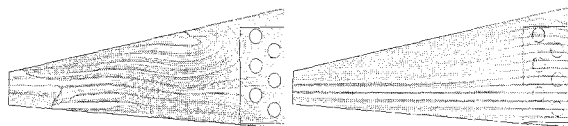
설계되어 있다. 곡관 유로 형상을 가지고 있는 CASE 5의 경우 $y/H_{hs}=0.3$ 에서는 균일하게 발달된 유동장을 보였으나 $y/H_{hs}=0.7$ 에서는 역류현상이 핀 시작점에서 입구까지 넓게 발생하였다. 직관 유로 형상을 가지고 있는 CASE 4의 경우 $y/H_{hs}=0.3, 0.7$ 어디에서도 역류 현상은 나타나지 않았다. 하지만 부분적으로 와류가 발생하였으며, 특히 핀이 시작되는 부위에서 상당히 큰 와류가 발생하였다. 이 같은 현상은 곡관 유로 형상을 가지고 있는 CASE 1과 2 그리고 B-type 유로 형상을 가지고 있는 CASE 3에서도 공통적으로 발생하였다.

기판에서의 온도 분포를 나타내고 있으며, 방열목표에 따른 IGBT 모듈의 시간에 따른 온도 분포는 Fig. 11의 그래프와 Table 3에 정리하여 나타내었다.

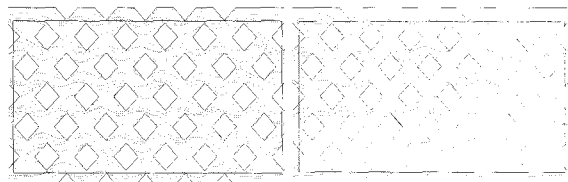
히트싱크의 방열성능을 예측하기 위해 히트싱크 내부 유로의 유동해석과 병행하여 실행되었다. 일체형 구동시스템의 발

Table 2 Amount of heat generation and coolant flow rate

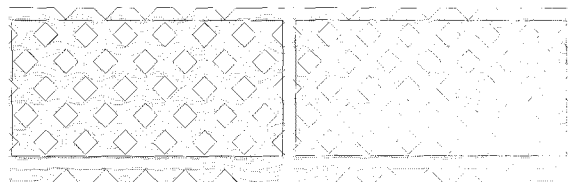
	Normal operation	Overload condition
HDC(1~6)	103W	170W
MCU(7~12)	75W	124W
Inductor	410W	870W
Coolant Flow rate	6.0 liter/min at 80°C	



(a) $y/H_{bs}=0.3$ $y/H_{bs}=0.7$

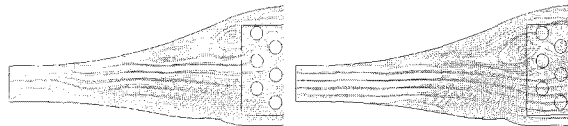


(b) $y/H_{bs}=0.3$ $y/H_{bs}=0.7$

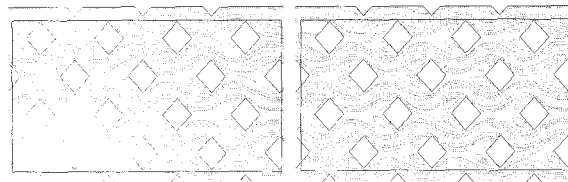


(c) $y/H_{bs}=0.3$ $y/H_{bs}=0.7$

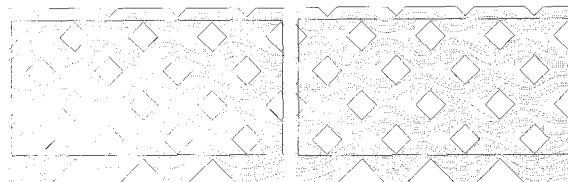
Fig. 6 Same as Fig. 5 except for CASE 2



(a) $y/H_{bs}=0.3$ $y/H_{bs}=0.7$

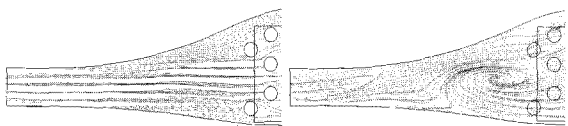


(b) $y/H_{bs}=0.3$ $y/H_{bs}=0.7$

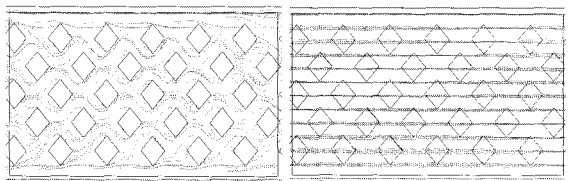


(c) $y/H_{bs}=0.3$ $y/H_{bs}=0.7$

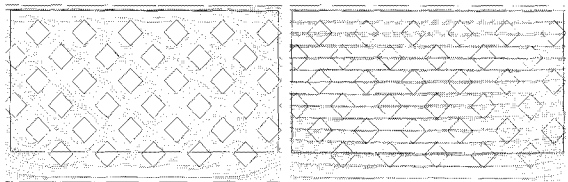
Fig. 8 Same as Fig. 5 except for CASE 4



(a) $y/H_{bs}=0.3$ $y/H_{bs}=0.7$

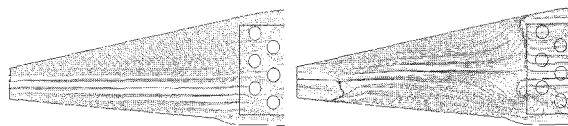


(b) $y/H_{bs}=0.3$ $y/H_{bs}=0.7$

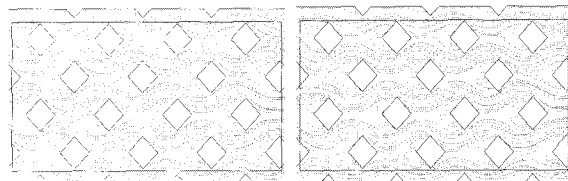


(c) $y/H_{bs}=0.3$ $y/H_{bs}=0.7$

Fig. 7 Same as Fig. 5 except for CASE 3



(a) $y/H_{bs}=0.3$ $y/H_{bs}=0.7$



(b) $y/H_{bs}=0.3$ $y/H_{bs}=0.7$



(c) $y/H_{bs}=0.3$ $y/H_{bs}=0.7$

Fig. 9 Same as Fig. 5 except for CASE 5

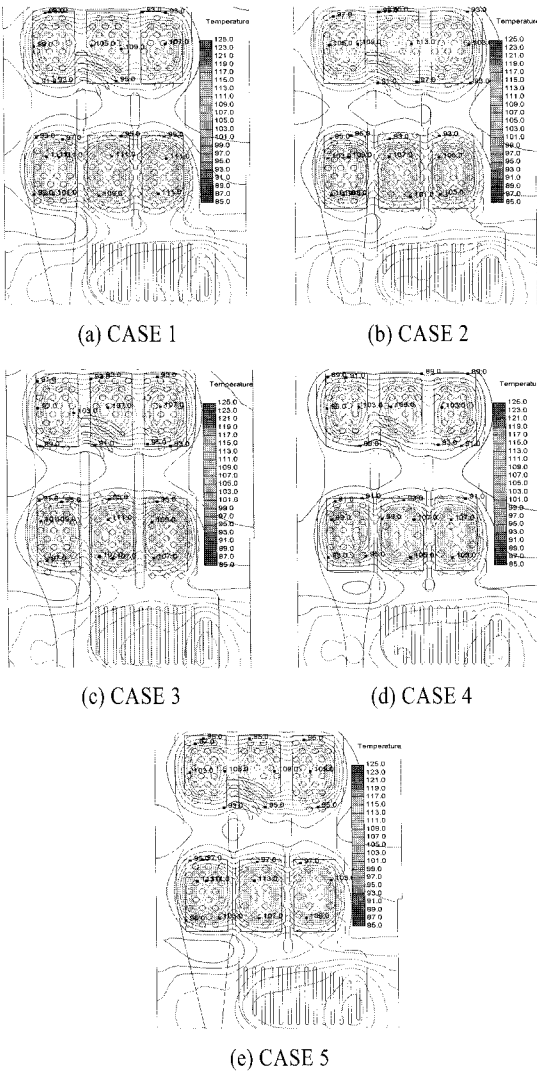


Fig. 10 Temperature distribution at steady state for models

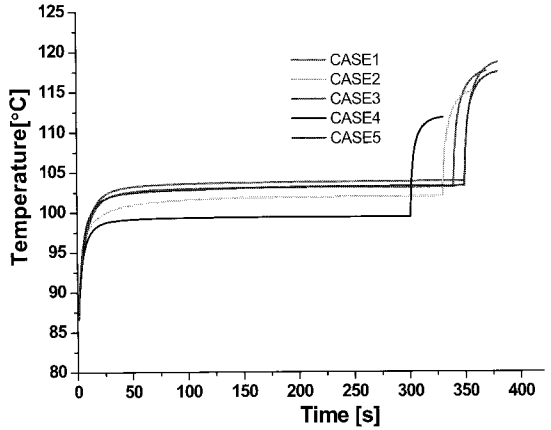


Fig. 11 Transient behaviors of maximum temperature for cases

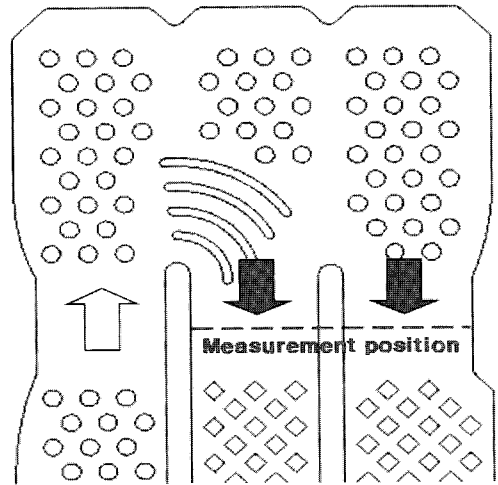


Fig. 12 Position of flow rate measurements

열체는 MCU와 HDC의 IGBT 모듈과 인덕터가 장착되어 있으며, HDC용 IGBT 모듈은 MCU 보다 약 70% 정도 높은 발열량을 가지고 있다. Fig. 10은 각 모델의 히트싱크 상단과 DCB 히트싱크의 열전달 해석 결과 Fig. 10과 같이 CASE 2를 제외하고 공통적으로 영역 2와 3에서 최고온도가 나타났다. CASE 2의 경우는 동일 영역들에서 약 110°C로 계산 되었고 최고온도는 영역 5에서 발생되었다. 설계 모델 대부분은 인덕터에 의한 발열이 히트싱크를 통하여 IGBT 모듈에 영향을 미치고 있으며, 이는 2번과 3번 위치에서 교온현상이 발생하는 원인 중 하나 이다. 또한 HDC용 IGBT 모듈 온도를 높이는 또 다른 요소를 전산 해석을 통해 확인 하였다.

Fig. 11은 방열목표인 연속정격을 인가한 후 온도포화가

이루어지면 최대정격을 30초 동안 인가하였을 때 최고온도를 나타내는 위치에서의 온도분포를 각 모델에 따라 나타낸 것이다. 온도의 포화 상태는 연속정격에서 발열체가 140초 이상 일정온도로 유지 되었을 때 온도포화 상태로 정의 하였다. Table 3 에서 확인 할 수 있듯이 각 모델의 해석 결과는 방열 목표를 모두 만족하는 결과로 계산되었다. 그 중에서도 CASE 4는 다른 모델들에 비해 최고온도가 현저히 낮게 계산되었다. 또한 병행된 시제품 제작을 통해 성능 평가를 실시한 결과와 전산해석상의 온도분포가 최대 7%정도 오차를 나타낸 점을 감안하였을 때 CASE 4의 전산 해석 결과는 각 CASE 모델들의 정량 비교에 유용함이 확인 되었다, 본 전산 해석의 결과에서는 CASE 4의 경우에서 최고점의 온도가 방열목표를 만족하고 있으며 다른 모델은 방열목표에 미달되는 결과를 나타냈다.

본 논문에서는 전산해석 결과를 바탕으로 각 모델의 동일 구간에서의 Reynolds 수와 Reynolds 수의 비교를 통해 핀 설계 요소에 따른 대류 열전달 성능과 유동 저항을 비교 하였으며, 사용된 대류 열전달 계수 및 무차원수에 대한 관계식은 다음과 같다.

$$Q_{conv} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \tag{5}$$

$$Nu = \frac{hD_{fin}}{k} \tag{6}$$

$$Re = \frac{\dot{m}D_h}{\mu A_{i,n}} \tag{7}$$

대류 열전달 계수 h는 식 (5)를 사용하여 계산되었다. 여기서, T_{∞} 는 냉각수의 평균온도이며, T_s 와 A_s 는 히트싱크 표면의 평균온도 및 표면적을 나타낸다. 또한 \dot{m} 은 질량유량, D_{fin} 과 D_h 는 각각 냉각핀의 특성길이 및 채널의 높이를, $A_{i,n}$ 은 유체가 흐르는 유동면적을 나타낸다. 그리고 k와 μ 는 각각 고체의 열전도도와 유체의 점도를 나타낸다. 대류 열전달 성능 비교는 고온현상이 공통적으로 발생되어 높은 냉각성능을 요구하는 영역 2와 3에 대하여 이루어 졌다. 측정 위치는 Fig. 12에 표시되어 있으며, 열전달 성능 측정 방법에 대해서 다음과 같이 정리하여 나타내었다.

- 1) 대류 열전달에 의한 성능비교는 핀 영역 2와 3에서의 다이아몬드 형상 핀에 대해서만 이루어 졌으며, 그 이유는 고온현상이 발생하기 때문에 이 위치에서의 냉각 핀에 의한 열전달 성능이 중요하다. 그리고 영역 2와 3으로 유입되는 냉각수는 비교적 균일한 유동 및 속도분포를 가지고 있다.
- 2) 각 단으로 유입되는 냉각수 온도 및 속도에 대한 측정은 Fig. 19에 표시되어 있는 것과 같이 히트싱크 입출구 위치에서 213mm 떨어진 거리에서 동일하게 측정하였다.
- 3) 열전달 성능 비교를 위해 각 모델의 각 영역(2, 3영역)

Table 3 Max. temp. at constant and overload operation

	Normal condition [°C]	Overload condition [°C]
CASE 1	103.83	118.59
CASE 2	101.92	115.16
CASE 3	103.09	117.51
CASE 4	99.4	111.75
CASE 5	103.24	117.38

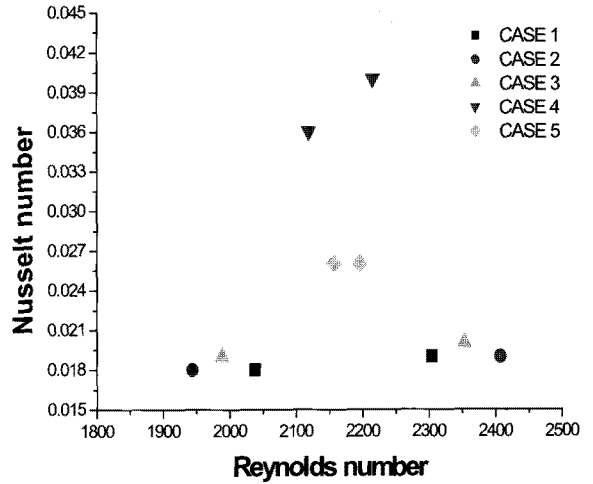


Fig. 13 Heat transfer performance with different flow rate of coolant for cases

으로 유입되는 냉각수의 Reynolds 수를 계산하였으며, 그때 핀의 위치 2번과 3번에서의 열전달 성능을 비교하였다.

- 4) CASE 3은 영역 3와 3의 다이아몬드 핀 배열이 비대칭이며, 3번 위치가 핀 개수 및 표면적이 넓게 설계되어 있다. 그 외 모델은 대칭되게 설계되어 있다.

Fig. 13은 유동저항과 열전달의 결과를 설명하고 있다. 각 CASE에 대해 두 개의 성능값이 도출된 이유는 영역 2와 영역 3에서의 유량이 변화하기 때문에 이를 구분하여 표시한 것이다. 열전달의 성능 향상은 Nusselt 수의 비교로 가능하며 이를 증대시키기 위한 냉각 유량의 증대는 Reynolds 수로 정량적 비교가 가능하다. 따라서 최적의 냉각 모델은 유량의 증가와 더불어 열전달의 축진이 비례적으로 향상되는 모델로 귀결될 수 있다. Fig. 13에 따르면 CASE 4의 경우 냉각 유량의 증대에 따른 열전달의 향상이 확인되나, CASE 1,2,3에서는 그 향상이 미미하고 CASE 5에서는 오히려 열전달 성능이 감소함을 확인할 수 있다. 이를 토대로 CASE 4의 열전달 성능이 최적임을 확인할 수 있다.

4. 결 론

MCU 및 HDC 일체형 구동시스템의 수랭식 히트 싱크를 설계하고 전산해석을 통해 설계 요소에 따른 열전달 특성 비교 분석을 실시하였다. 설계 모델은 총 5가지이며 입구측 유로 형상과 원형 핀과 다이아몬드 형상 핀의 조합으로 구성되었다. 냉각핀의 높이가 $H_{fin}/H_{hs} < 1$ 설계된 경우 하류로 갈수록 핀 사이를 흐르는 유속이 줄어들고 핀 끝 하단으로 흐르

는 유속이 증가한다. 이로 인해 히트싱크의 방열능력이 저하되는 경향을 나타냈다. 또한 제한된 유로 공간에서 표면적을 증가시키기 위해 핀의 개수를 증가 시키는 것보다 다이아몬드 형상 핀의 후단에서 와류의 발생을 증가 시키는 것이 효과적이다. 입구 형상의 경우 비대칭 일자형 확대관의 경우 와류의 발생으로 냉각수의 진입이 제한적이거나 곡관 형상의 확대관을 가진 경우에는 와류의 발생이 배제되어 우수한 냉각 성능이 CASE 4에서 확인 되었다.

후 기

본 연구는 자동차 에너지 효율 향상 기술 사업에 의해 수행되었음을 밝힙니다.

참고문헌

- [1] 1981, Hanamann, R.J., "Microelectronic Device Thermal Resistance: A Format for standardization," *Heat Transfer in Electronic Equipment(ASME HTD-20)*, pp.39-48.
- [2] 2000, 김용진, 홍성현, "[특집] Heat sink용 분말재료기술," *기계와 재료*, 제12권, 제3호.
- [3] 1978, Sparrow, E.M. and Ramsey, J.W., "Heat transfer and pressure drop for a staggered wall-attached array of cylinders with tip clearance," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.21, pp.1369-1377.
- [4] 1980, Sparrow, E.M., Ramsey, J.W. and Altemani, C.A.C., "Experiments on in-line pin fin arrays and performance comparison with staggered arrays," *ASME J. Heat Transfer*, Vol.102, pp.44-50.
- [5] 1982, Metzger, D.E., Berry, R.A. and Bronson, J.P., "Developing heat transfer in rectangular ducts with staggered arrays of short pin fins," *ASME J. Heat Transfer*, Vol.104, pp.700-706.
- [6] 1984, Simoneau, R.J. and Van Fossen, G.J., "Effect of location in an array on heat transfer to a short cylinder in crossflow," *ASME J. Heat Transfer*, Vol.106, pp.42-48.
- [7] 1990, Chyu, M.K., "Heat transfer and pressure drop for short pin fin arrays with pin-endwall fillet," *ASME J. Heat Transfer*, Vol.112, pp.926-932.
- [8] 2001, Tanda, G., "Heat transfer and pressure drop in a rectangular channel with diamond-shaped elements," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.44, pp.3529-3541.
- [9] 1996, Tagliafico, L. and Tanda, G., "A thermodynamic method for the comparison of plate-fin heat exchanger performance," *ASME J. Heat Transfer*, Vol.118, pp.805-809.
- [10] 2001, Menter, F. and Esch, T., "Elements of Industrial Heat Transfer predictions," *16th Brazilian Congress of Mechanical Engineering*, Uberlandia, Brazil.
- [11] 1983, Kraus, A.D. and Bar-Cohen, A., *Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment*, McGraw Hill, New York.
- [12] 2000, Kim, S.J., Kim, D. and Lee, D.Y., "On the Local Thermal Equilibrium in Microchannel Heat Sinks," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol.43, pp.1735-1748.
- [13] 1997, Bardina, J.E., Huang, P.G. and Coakly, T., "Turbulent modelling validation," *AIAA*, pp.1997-2121.
- [14] 1995, Chyu, M.K. and Natarajan, V., "Heat transfer on the base surface of three-dimensional protruding elements," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.39, No.14, pp.2925-2935.
- [15] 1996, Oktay, S., Hannemann, R. and Bar-Cohen, A., "High Heat from a Small Package," *Mechanical Engineering*, Vol.108, pp.36-42.