

# 전력변환반도체 냉각용 수냉각장치의 작동특성에 관한 연구

## Study on Operating Characteristics of a Water Cooling System for cooling Power Conversion Semiconductors

유성열\*  
Ryoo, Seong-Ryoul

김성대\*\*  
Kim, Sung-Dae

임광빈\*\*\*  
Yim, Kwang-Bin

김철주\*\*\*\*  
Kim, Chul-Ju

### ABSTRACT

The cooling technology of power conversion semiconductors in the propulsion system for the HEMU(High Electrical Multi Unit) are applied in water cooling method and phase change method such as the immersed type and the heat pipe type. This research designs and manufactures the water cooling system that could cool about heat load  $Q=2kW$  and performance tests to apply it by an electric power conversion semiconductors(IGBT) cooling technology. Experimental condition made change of a flow rate, an air velocity and a heat load to confirm operation characteristics of water cooling device, and when is heat load 2kW, air velocity 20 m/s, and water flow rate 7kg/s, it is about 80°C to temperature of cooling plate.

### 1. 서 론

동력분산형 고속전철용 추진시스템 내부 대용량 전력변환반도체의 냉각에는 침전방식(Immersed Type), 히트파이프식(Heat Pipe Type) 등과 같은 상변화 냉각방법과 수냉각방식(Water Cooling Type) 등을 적용할 수 있다. 이 들 냉각방식은 전력변환반도체(IGBT) 스택(stack)으로부터 방열되는 열을 효과적으로 방출하기 위한 방열기가 필요하며, 방열기로 전달된 열을 외부로 배출하기 위해 일반적으로 송풍 팬을 설치하는 강제 대류 방식을 사용하거나, 주행풍(ram-air)을 이용한 자연 대류방식이 적용될 수 있다. 그러나 차후 설계될 차세대 고속전철의 경우 목표 시험속도가 400Km/h인 점과 주요 전장품들(Main Circuit Devices)이 동력차 객실하부에 설치되는 공간적 문제를 고려한다면, 냉각장치에 강제 송풍 팬(fan)을 이용한 냉각은 냉각장치의 중량증가와 소음증가의 원인이 될 수 있다.

현재 시험운행중인 일본의 Fastec360S(6M2T)<sup>1)</sup>의 경우, 2대의 동력차를 하나의 유닛(unit)으로 조합하여 A형식은 주행풍을 이용한 수냉각장치, B형식은 강제 송풍 팬과 상변화장치, C형식은 강제 송풍 팬과 수냉각장치를 장착하여 시험운행하고 있다.

본 연구에서는 차세대 고속전철 추진시스템 냉각용으로 적용검토중인 수냉각장치의 설계

\* 유성열, 성균관대학교 대학원, 기계공학부, 정회원

E-mail : luciferz@skku.edu

TEL : (031)290-7489 FAX : (031)290-7489

\*\* 성균관대학교 대학원, 기계공학부

\*\*\* 안산공과대학, 기계과

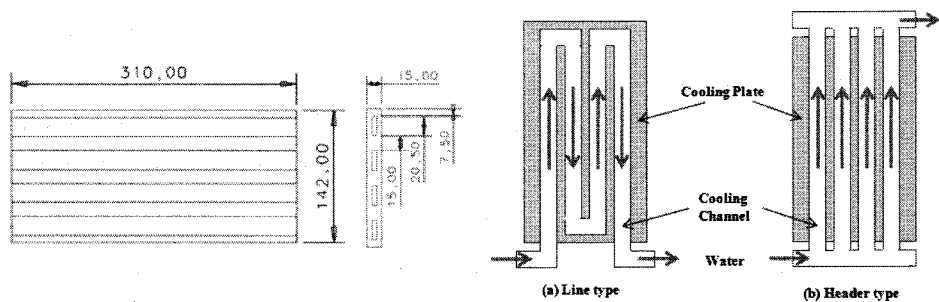
\*\*\*\* 성균관대학교, 기계공학부

및 제작기술을 검토하기 위하여 2kW급 수냉각장치 시험모델을 제작하고, 유동특성이 다른 2개의 냉각판에 대하여 작동유체의 유량과 열유속의 변화 및 외부공기 유속을 변화에 따라 성능시험을 수행하였으며, 성능시험결과를 토대로 냉각판의 열저항 및 총괄열전달 계수를 통해 작동특성을 비교 분석하였다.

## 2. 실험장치 및 실험방법

### 2.1 수냉각장치 및 풍동시험장치

추진시스템용 냉각방식으로 적용 검토되고 있는 수냉각장치의 설계, 제작 및 성능평가 기술을 확립하기 위하여 CI 스택 전력변환반도체(IGBT)의 방열부하를 약 2kW로 가정하고 히터 블록, 냉각판과 환이 부착된 환-관 열교환기를 설계 제작하고, 성능시험을 수행하였다. 실험에 사용된 판형 히터블록과 냉각판의 재질은 알루미늄이며, 히터블록 내부에는 MI 히터가 배열되어 있고, 최대 3kW, 약 3.5W/cm<sup>2</sup>을 발생할 수 있도록 제작하였으며, 전원공급장치(AC Supplier, 5kW)와 파워미터(WT-200, Yogokawa Co.)에 연결하여 열부하를 조정하였다. 냉각판은 그림 1에 보는 바와 같이 내부에 4개의 사각유로로 구성되며, 입출구가 하나의 채널로 구성된 라인 형식과 상하부에 작동유체의 균일한 유동을 위한 헤더 형식 2종류로 제작하였고, 외경 1/2"인 입구와 출구가 있다. 히터블록과 냉각판의 접착은 접촉 열저항을 최소화하기 위해 열전도성 그리스(SINESTU, KS-612)를 도포하여 부착하였으며, 냉각판 입구에는 냉각수의 유량을 조절하고 측정하기 위한 유량계(Dwyer, 20LPM)를 설치하였다. 냉각판과 펌프(정격출력 20LPM) 및 냉각수 보조탱크는 유연성이 좋은 내경 14mm의 XL관을 사용하여 연결하였다.



(a) 냉각채널 및 단면

(b) 냉각채널 형식

그림 1. 냉각채널 형상 및 냉각채널 유동형태

또한 핀-관 열교환기는 최대 풍속이 45m/s인 풍동 시험장치의 테스트부(test section)에 설치하였으며, 관 배열은 2 열이고, 평판 핀은 두께 1mm, 피치는 1.6 mm으로 250가 부착되어 있다. 핀-관 열교환기 설치 후, 틈새로 공기의 누설과 열손실이 없도록 열교환기 주위를 최대한 밀폐 단열하였다. 이 들 수냉각장치와 풍동시험장치 제원을 표 1과 표 2에 나타내었으며, 그림 2는 수냉각장치가 풍동에 설치된 사진이다.

표 1. 수냉각 장치 제원

Part		Geometry (Material)	Dimension
Cooling Plate		Rectangular Plate(Al)	310×142×20[mm]
	Channel	Rectangular passage (ch. n = 4) width=7.5[mm], height=5[mm],	
Condenser & Subcooler	Fin-Tube	Pipe(Cu)	do = 10[mm], di = 8[mm], L = 400[mm], n = 10(2열)
	Heat exchanger	Fin (Cu)	380×350×50[mm] , n = 250
Transport line		XL tube	do = 16[mm], L = 2000[mm]
Charging Researvior		Box (Acyle)	350×400×300[mm]
Woking fluid		Water	
Pump		30 [lpm]	
Heater Block		Rectangular Plate(Al)	310×70×20[mm], n=2

표 2. 풍동시험 장치 제원

Wind tunnel	450×450×3000[mm]
Blower	574[M3/M], 1780[RPM]
Driving DC Motor	37[kW]
* Functions	
1) 최대속도	45[m/s]
2) 난류강도	1.0%이하(at 25[m/s])
3) 속도분포	1.0%이하(at 25[m/s])
4) construction ratio	9:1



그림 2. 수냉각장치가 장착된 풍동시험장치

## 2.2 측정장치

수냉각 장치의 각 구성부와 냉각수의 온도 측정을 위하여 T형 열전대(T-type, 0.12mm)를 사용하였으며, 각 구성부의 측정수는 히터블록 4개, 냉각판 6개 및 보조탱크 내부 1개, 핀-관 열교환기 12개를 설치하였으며, 냉각판과 열교환기 입구와 출구 내부에 각각 2개를 설치하였다. 또한 핀-관 열교환기 외부의 공기 온도를 측정하기 위하여 열교환기 설치된 풍동 시험부에 전단 중앙부와 후단에 3점을 측정하였다. 측정된 구성부의 온도는 데이터 취득장치(DR-230, Yagokawa Co.)로 기록 저장하였다. 또한 풍동의 공기 유속은 유속계 이용하여 열교환기 전단 및 후단에서 측정하였다.

## 2.3 성능시험 방법

수냉각장치 성능시험은 공급열량 변화(500~2000W, 500W씩 증가)와 유량변화(3~7LPM, 2LPM씩 조건을 각각 변화시키면서 실험장치의 각 측정점에 부착된 열전대를 이용하여 각 부분의 온도변화를 측정하는 방식으로 실시하였다. 실험데이터는 유입공기의 온도와 속도 그리고 물의 입구온도와 유량 등이 정상상태에 도달한 후, 공기와 물의 온도변동이  $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$  이내로 안정되면 공기의 속도, 물의 유량과 입구 및 출구온도 등을 기록 저장하였다.

## 2.3 성능평가

히터 블록의 입력열량,  $Q_{in}$ 에 대하여 냉각판에 유입되는 냉각수의 입구온도,  $T_{w.in}$ 와 발열체 표면온도,  $T_s$ 를 이용하여 냉각판의 총 열저항,  $R_{tot}$ 을 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$R_{tot} = \frac{T_s - T_{w.in}}{Q_{in}} \quad (1)$$

식(1)의 총 열저항은 다음과 같이 냉각판의 전도열저항,  $R_{cp}$ , 냉각판과 히터블록의 접촉 열저항,  $R_{ct}$ 와 냉각판과 냉각수의 대류열저항,  $R_w$ 의 합으로 다음과 같다.

$$R_{tot} = R_{cp} + R_{ct} + R_w \quad (2)$$

$$R_{cp} = \frac{L}{kA_{cp}} \quad (3)$$

$$R_w = \frac{1}{hA_s} \quad (4)$$

여기서, 식 (3)의  $L$ 은 전도열전달 방향의 길이로 냉각판의 두께,  $A_{cp}$ 는 히터블록과 냉각판 사이의 접촉 열전달 면적이고  $k$ 는 냉각판 재료의 열전도계수이며, 식 (4)의  $h$ 는 대류열전달 계수이며,  $A_s$ 는 냉각판 내부에서 유로와 냉각수 사이의 대류 열전달 면적이다. 식 (4)의 대류열전달 계수의 계산을 위해 원형관에서의 난류흐름에 적용되는 Dittus-Boelter 식을 사용하였다.<sup>(6)</sup>

$$\text{Nu}_D = \frac{hD}{k_w} = 0.023 \text{Re}_D^{4/5} \text{Pr}^n \quad (5)$$

여기서,  $D$  냉각채널의 직경,  $\text{Re}_D$ 는 Reynolds 수,  $\text{Pr}$ 은 Prandtl 수이고, 가열에 대해서

$n = 0.4$ 이며, 냉각에 대해서는  $n = 0.3$ 이다.

에너지 평형을 평가하기 위하여 냉각판과 열교환기의 열교환량을 다음 식으로 계산하였다.

$$Q_{water} = \dot{m}_w c_p (T_{w.in} - T_{w.out}) \quad (6)$$

여기서,  $\dot{m}_w$ 는 냉각수의 질량유량,  $c_p$ 는 냉각수의 정압비열이며,  $T_{w.in}$ 과  $T_{w.out}$ 은 각각 냉각수의 입구와 출구 온도이다.

마지막으로 총괄열전달계수를 이용하여 냉각판의 성능을 평가하였다.

$$U = \frac{Q_{water}}{A_c \Delta T_{LMTD}} \quad (7)$$

여기서,  $\Delta T_{LMTD}$ 는 다음과 같이 정의되는 대수평균 온도차이다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{T_{w.in} - T_{w.out}}{\ln \frac{T_s - T_{w.in}}{T_s - T_{w.out}}} \quad (8)$$

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 열부하 변화 실험결과

실험결과와 타당성을 검증하기 위하여 히터블록에서 공급된 열량과 냉각수에 의해 교환된 열량으로 에너지 평형 상태를 비교하였다. 냉각수의 유량 7 LPM, 공기 유속 10m/s로 고정하고, 열부하를 0.5~2kW로 변화시켰을 때, 히터블럭의 평균온도, 냉각판 평균온도와 냉각수 입구 출구온도와 이 결과를 적용하여 에너지의 평형상태를 을 그림 2에 나타내었다.

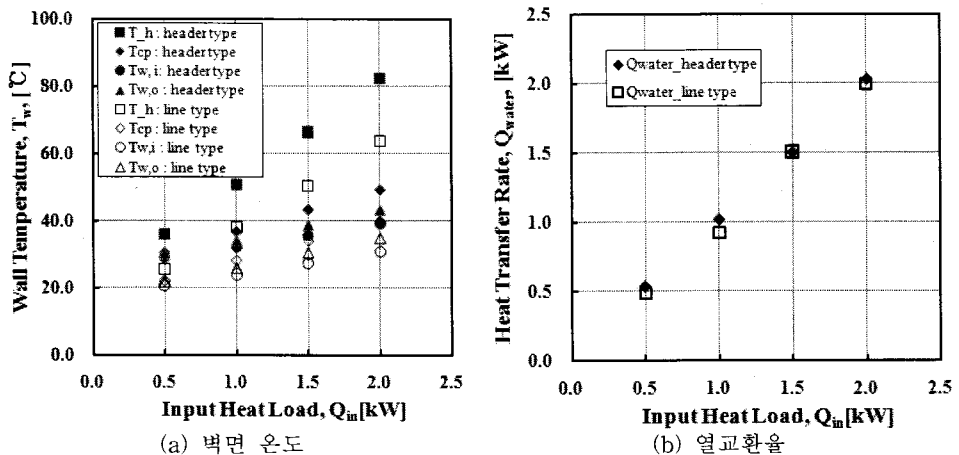


그림 3. 헤더 및 라인형식 냉각판의 벽면온도와 열교환율(유량 7LPM, 공기유속 10m/s)

그림 3dml 에너지 평형상태를 보면 헤더 형식과 라인 형식의 냉각판에 공급된 열량과 냉

각수로 열교환된 열량이 유사함을 알 수 있다. 그러나 헤더 형식의 냉각판의 벽면온도와 히터블록의 온도가 라인 형식보다 상대적으로 높은 이유는 헤더 형식의 냉각판으로 유동하는 냉각수 유동이 충분히 열교환을 할 수 있도록 유도하는 구조로 부족하기 때문으로 보인다. 즉, 헤더로 유입되는 냉각수의 관성력이 커서 유동채널로 냉각수가 균일하게 유동하지 못하는 Z자 유동이 발생하여 냉각판 측면으로 유동이 집중된다고 볼 수 있다, 따라서 앞서 그림 1 (b)에 나타낸 바와 같이 냉각판 헤더를 통한 Z자 형식의 유동보다는 U자 형태의 유동이 헤더형식에 적합할 것으로 판단된다.

그림 4는 각 형식의 냉각판의 열저항과 총괄열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에 보는 바와 같이 헤더형식 냉각판의 열저항이 라인형식 냉각판의 열저항보다 상대적으로 큰 것을 알 수 있다. 이는 앞서 언급한 바와 같이 헤더 형식 냉각판의 냉각수 유동이 불균일하여 벽면온도와 히터 온도의 상승하였기 때문으로 보인다. 따라서 총괄열전달 계수의 크기도 상대적으로 라인 형식의 냉각판이 큼을 알 수 있다.

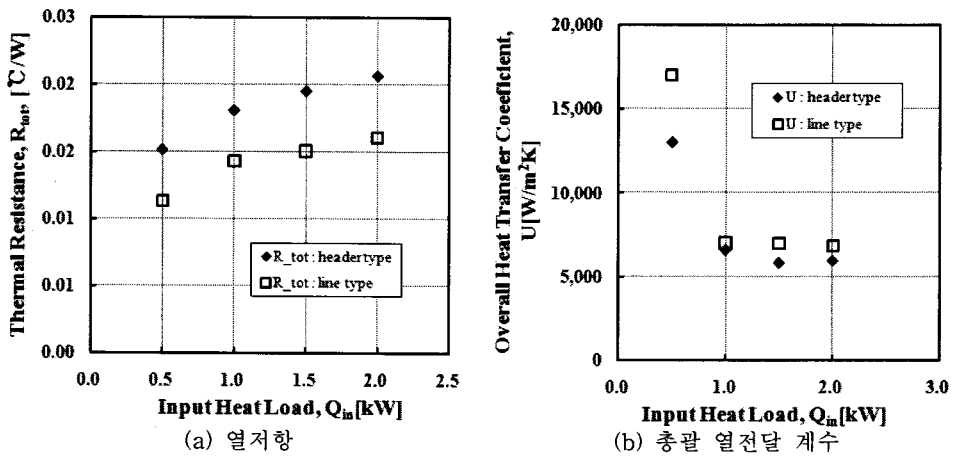


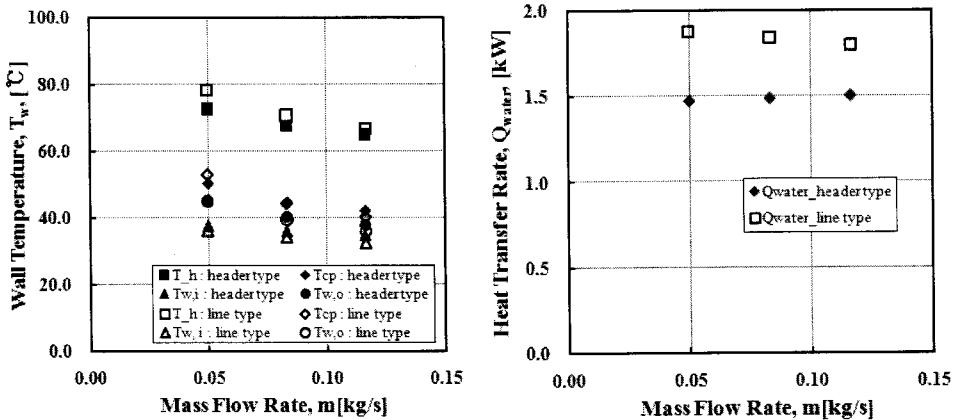
그림 4. 헤더 및 라인형식 냉각판의 전체 열저항과 총괄열전달 계수  
(유량 7LPM, 공기유속 10m/s)

### 3.2 유량 변화 실험결과

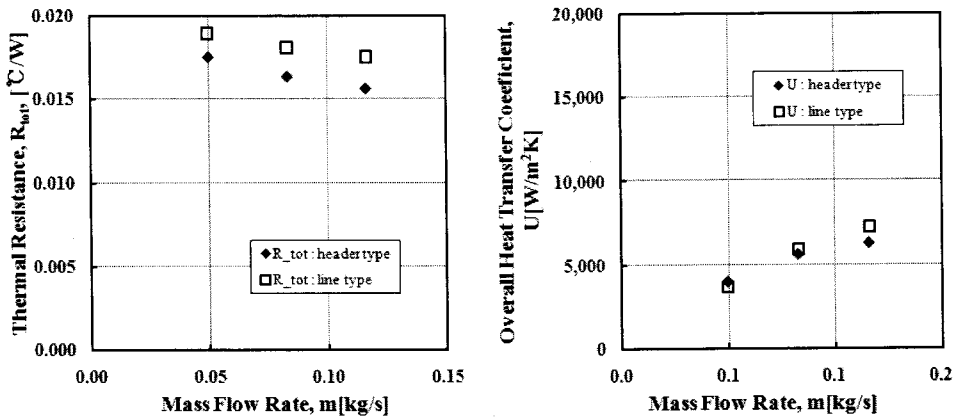
그림 5는 공급열량 2kW, 공기유속 10m/s로 고정하고, 냉각수 유량을 변화하였을 때 히터블록의 평균온도, 냉각판 평균온도와 냉각수 입구 출구온도를 유량변화에 대해 나타낸 것이다. 이 경우 앞서 열부하 변화를 주고 실험한 결과는 다르게 두 종류의 냉각판의 열손실이 발생하였으며, 헤더형식의 냉각판의 경우, 25%의 냉각손실이 발생하였다. 이 또한 앞서 언급한 냉각수 유동의 불균일이 원인으로 판단된다.

그림 6은 유량변화를 주었을 때 두 종류의 냉각판의 열저항과 총괄열전달계수를 나타낸 것으로 앞서 언급한 열부하 변화 실험과는 상이하게 라인형식의 냉각판의 열저항이 큰 것으로 나타났으며, 총괄 열전달계수는 유사한 것으로 보아 라인 형식 냉각판의 열저항이 다소 크긴 하지만, 열교환측면에서 헤더 형식 냉각판과 라인형식 냉각판이 다소 유리함을 알

수 있다. 다만, 이러한 실험결과는 냉각관 유로설계 시 유동의 균일화 측면에서 수정 보완한다면 해결할 수 있을 것으로 판단된다.



(a) 벽면 온도 (b) 열교환율  
 그림 5. 헤더 및 라인형식 냉각관의 벽면온도와 열교환율  
 (공급열량 2kW, 공기유속 10m/s)



(a) 열저항 (b) 총괄 열전달 계수  
 그림 6. 헤더 및 라인형식 냉각관의 벽면온도와 열교환율  
 (공급열량 2kW, 공기유속 10m/s)

#### 4. 결론

본 연구에서는 추진시스템의 냉각방식으로 고려할 수 있는 수냉각장치의 기초설계, 제작 및 작동특성 파악에 중점을 두고, 2kW급 수냉각장치의 냉각관 2종류, 히터블럭, 열교환기 등을 제작 성능평가를 수행하고, 냉각관 열저항 및 총괄열전달 계수를 산출하여 열전달 성능을 비교 검토하였다.

본 성능 실험을 통해 라인 형식 냉각관이 헤더 형식의 냉각관보다 열저항 및 총괄열전달

계수 측면에서 더 좋은 성능을 나타내고 있다. 따라서 수냉각 장치 냉각판 설계 시 냉각수의 유동을 균일하게 분포하기 위한 냉각채널의 기구적 설계도 중요하지만, 제조 측면에서 수월한 라인 형식의 냉각판을 적용하는 것도 적절한 대안될 수 있을 것으로 판단된다.

#### 감사의 글

본 연구는 국토해양부 미래철도기술개발사업의 연구비지원(과제번호 07차세대고속철도 A01)에 의해 수행되었습니다.

#### 참고문헌

1. Minoru Ogasawara, (2008), "Technical Development for Shinkansen Speed Increases" JR EAST Technical Review-No.12, Summer
2. Takashi Endo, (2006), "Challenge of Fastech 360", JR EAST Technical Review-No.8
3. Yoshitaka Yasui and Ryosuke Furuta, (2006), "Development of high performance main electrical circuit system", JR EAST Technical Review-No.8
4. Zhang, H. Y., Pinjala, D., Wong, T. N., Toh, K. C. and Joshi, Y. K., (2005) "Single phase liquid cooled microchannel heat sink for electronic package", Applied Thermal Engineering, Vol.25, pp. 1472-1487.
5. Zhang, H. Y., Pinjala, D., Wong, T. N., Toh, K. C. and Joshi, Y. K., (2005) "Fluid flow and heat transfer in liquid cooled foam heat sinks for electronic package", IEEE Transactions on Components And Packaging Technologies, Vol.28, pp. 272-280.
6. Frank P. Incropera and David P. DeWitt, (1999), "Fundamentals of Heat Transfer, 4th Edition", John Wiley & Sons Inc.