

태양광 발전용 인버터 방열에 사용되는 압입형 및 압출형 히트싱크의 방열 성능 평가

김정현* · 이교우**

* 전북대학교 기계설계공학부

Performance Evaluation of Swaged- and Extruded-type Heat Sinks Used in Inverter for Solar Power Generation

Jung Hyun Kim* and Gyo Woo Lee**

* Division of Mechanical Design Engineering, Chonbuk Nat'l Univ.

(Received June 7, 2013 ; Revised August 13, 2013 ; Accepted August 14, 2013)

Key Words: Heat Sink(히트싱크), Forced Convection(강제 대류), Heat Transfer(열전달), Heat Release Performance(방열 성능), Performance Evaluation(성능 평가)

초록: 본 실험에서는 실제 태양광 발전용 인버터의 냉각에 사용할 2개의 압출형과 2개의 압입형 히트싱크의 방열 성능을 평가하였다. 두 압입형 히트싱크의 핀의 개수는 62개와 98개, 전열면적은 2.8 m², 5.3 m²이고, 두 압출형 히트싱크의 핀의 개수는 38개와 47개, 전열면적은 1.8 m², 1.9 m²이다. 압입형 히트싱크의 방열율은 각각 82.7 %, 86.3 %, 압출형 히트싱크의 방열율은 각각 79.6 %, 81.6 %로 측정되었다. 각 히트싱크의 방열성능 평가결과에서 히트싱크의 전열면적이 증가할수록 방열율이 증가하는 경향을 보였다. 압입형인 S-62 히트싱크는 압출형인 E-47 히트싱크 보다 전열면적이 47.4 % 증가하였음에도 불구하고 방열량은 1.3 % 증가하는데 그쳤다. 이는 압출형의 우수한 전열성능 때문인 것으로 판단된다. 또한 압입형인 S-98 히트싱크는 동일한 압입형인 S-62 히트싱크에 비해 전열면적이 89.3 % 증대되었음에도 방열량 증가는 4.4 %에 불과하여 전열면적에 대한 최적화가 필요함을 알 수 있었다.

Abstract: In this study, we evaluated the heat release performance of two extruded-type and two swaged-type heat sinks used in an inverter for solar power generation. The number of fins and heat transfer areas of the two swaged-type heat sinks, namely S-62 and S-98, are 62 and 98 and 2.8 m² and 5.3 m², respectively. Those for the two extruded-type heat sinks, namely, E-38 and E-47, are 38 and 47 and 1.8 m² and 1.9 m², respectively. The heat release fractions of S-62 and S-98 were measured as 82.7 % and 86.3 %, respectively. Those of E-38 and E47 were measured to be 79.6 % and 81.6 %, respectively. In this experiment, despite the mass flow rates of air entering the heat sinks being almost the same, the heat release fractions increased with heat transfer area. Furthermore, despite S-62's heat transfer area being 47.4 % higher than that of E-47, its heat release fraction was higher by only 1.3 %. We believe that this indicates the better heat transfer property of the extruded-type heat sink. S-98's heat release is only 4.4 % higher than that of S-62, but its heat transfer area is 89.3 % higher; this suggests that its heat transfer area need to be optimized.

- 기호설명 -

\dot{Q}_{air} : 히트싱크의 방열량

\dot{m}_{air} : 히트싱크를 통과하는 공기의 질량유량

C_p : 공기의 정압비열

ΔT : 히트싱크 입출구에서 공기의 온도차

1. 서론

다양한 형태의 에너지를 우리가 사용할 수 있는 전기에너지로 변환시키기 위해서는 발전설비가 필요하며 특히 태양광 발전설비 내에는 태양전지에서 발생하는 직류 전기를 우리가 사용하는 교류 전기로 변환시켜주는 중요한 역할을 하는 인버터(inverter)가 있다. 이러한 인버터 내부에는 고효율 및 고속의 전력 변환 시스템에 필수인

† Corresponding Author, gwlee@jbnu.ac.kr

전력 반도체 IGBT(insulated gate bipolar transistor)가 포함된다. IGBT는 작동 중 전력 손실이 발생하는데, 이 중 대부분이 열로 변환되어 소자의 접점 온도를 높인다. 이는 소자의 성능 저하 및 수명 단축의 원인이 되므로 접점 온도를 허용치 이하로 유지하기 위한 방열시스템은 반드시 필요하며 또한 매우 중요하다.⁽¹⁾

방열시스템에 대해 기존의 많은 연구자들이 연구를 수행하였다. Lee⁽²⁾는 시뮬레이션과 실험을 병행하여 400 kW급 IGBT 인버터용 방열시스템 설계방법을 제시하고, 시뮬레이션 결과와 실험 결과가 10 %의 오차 범위 내에서 일치함을 검증하였다. Jeon 등⁽³⁾은 터널 형태의 공냉식 히트싱크를 이용해 직렬로 배열된 발열체의 방열 실험을 실시하여 발열체의 온도상승 인자에 대한 영향을 규명하였다. 또한 실험을 통해 도출한 관계식으로 방열시스템 설계 예를 제시하였다. Kim 등⁽⁴⁾은 이론 해석과 실험을 통하여 열분산기(heat spreader)와 히트싱크를 갖는 고집광 태양전지 모듈의 방열시스템을 개발하고, 자연대류 히트싱크의 방열성능을 예측할 수 있는 관계식을 제시하였다. Shaukatullah 등⁽⁵⁾은 같은 크기의 핀에 형상 변화를 준 히트싱크의 방열성능을 실험하여 단위 부피당 핀의 전열면적과 핀 형상에 의하여 히트싱크의 방열성능이 결정된다고 결론 내렸다. Kim 등⁽⁶⁾은 다양한 형상을 갖는 히트싱크를 강제대류와 자연대류 조건에서 실험하여 각 형상에서의 열저항 특성 변화를 연구하였다. Lee⁽⁷⁾는 히트싱크 핀(fin) 개수에 변화를 줄 때 압력손실 및 핀의 전열면적 변화에 따른 히트싱크 최적화 설계를 연구하였다. Riu 등⁽⁸⁾은 자신들이 고안한 엇갈린 배열 스트립 핀(strip fin) 히트싱크와 기존의 평판형 히트싱크와 스트립 핀 히트싱크를 함께 방열성능을 평가하여 기존보다 우수함을 보였다.

핀과 상판 또는 하판이 일체형인 압출형(extruded-type) 히트싱크는 핀과 판이 일체형이기 때문에 우수한 전열 특성을 보이고 있어 일반적으로 사용되는 히트싱크이다. 하지만 방열시스템의 규모가 커지면 히트싱크의 크기도 커지게 되어 제작설비나 단가 등의 현실적인 제약으로 인해 핀과 상하판을 따로 제작하여 결합하는 압입형(swaged-type) 히트싱크가 사용되기도 한다. 압입형은 압출형과는 다르게 핀과 상하판을 결합하여 제작하므로 일체형인 압출형에 비해 열전도도

가 상대적으로 낮아 전열 성능은 좋지 않지만 생산단가, 제작설비, 제품 크기 등의 측면에서 경쟁력을 가질 수 있다.

본 실험에서는 실제 태양광 발전용 인버터 방열시스템에 사용할 히트싱크의 방열 성능을 평가하고자 하였다. 동일한 입력 열량에 대한 방열성능을 전열면적과 공기의 질량유량을 중심으로 고찰하고자 하였다. 실험대상인 히트싱크는 두 개의 압출형 히트싱크와 두 개의 압입형 히트싱크로 모두 네 개이다. 각 히트싱크의 차이점은 압입형과 압출형의 두 가지 제조법이라는 것과 각 히트싱크 핀의 개수가 달라 히트싱크의 전열면적이 다르다는 점이다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험 장치

Fig. 1은 본 실험에서 사용한 실험 장치의 전체적인 개략도이다. 위부터 평면도, 측면도, 열전대(thermocouple) 위치를 보여주는 단면도의 순서로 그려져 있다. 평면도에서 공기의 유동방향 순서대로 좌측부터 입구 덕트(직경 250 mm), 히트싱크, 팬(fan), 출구 덕트(직경 200 mm)로 구성되어 있다.

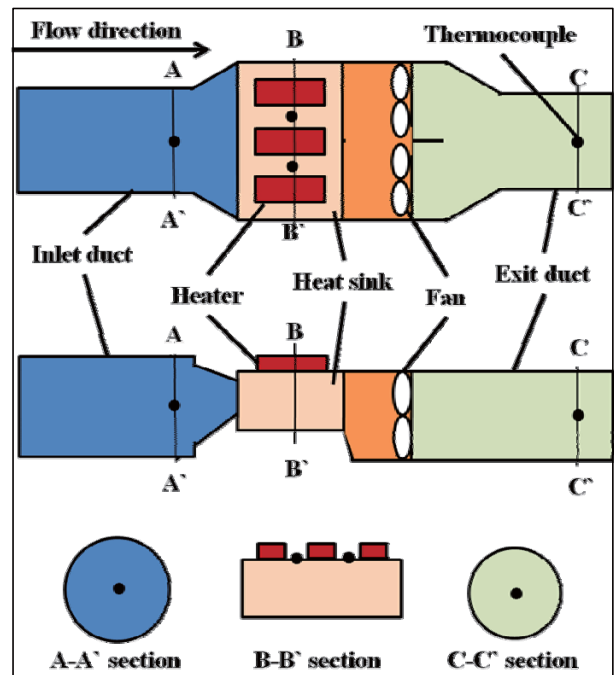


Fig. 1 Experimental setup showing locations of temperature measurement and heat sources

그 외 온도, 유속 등의 데이터를 측정하고 저장하는 데이터 수집부 등으로 구분된다.

히트싱크 상판 위 세 개의 작은 직사각형은 가로 60 mm, 세로 140 mm, 높이 20 mm 크기의 실제 IGBT와 같은 크기인 알루미늄 블록 히터(block heater)이다. IGBT 사용 중 발생하는 열을 모사하기 위해 각 블록에는 두 개의 발열체를 삽입하여 블록 3개가 총 1905 W의 소비 전력량을 갖는 열원의 역할을 하도록 하였다. 블록에 발열체 삽입 시 접촉이 용이하도록 열 전도성 그리스(thermal grease, G-747, Shinetsu)를 도포한 후 삽입하였다. 히터의 위치는 Fig. 1의 평면도를 기준으로 히트싱크 입구에서 115 mm, 위쪽에서 50 mm 떨어진 곳에 히터의 우측 상단 모서리를 맞추어 각 히터가 60 mm 간격을 유지하도록 설치하였다. 히트싱크 상판에 히터를 설치할 때도 접촉을 용이하게 하기 위하여 열 전도성 그리스를 사용하였다.

팬은 흡입식이고 히트싱크 뒤쪽에 설치하여 실내의 공기가 입구 덕트로 들어와 히트싱크를 통과한 후 출구 덕트를 통해 외부로 배출되도록 하였다. 팬 하나의 최대유량은 710 m³/h인 E사의 제품으로 Fig. 1과 같이 나란히 두 개를 설치했으며, 각 히트싱크의 형상에 따라 차압이 달라지면서 유량에 변화가 있었다. 입구 덕트는 관 내 공기의 유동 발달을 고려하여, 입구 덕트와 히트싱크가 연결되는 확장부 전까지 1550 mm 길이의 덕트를 설치하였다. 출구 덕트는 주름 잡힌 관이며, 유동 공기가 막히지 않고 외부로 배출되도록 설치하였다.

히트싱크를 지나가는 공기의 질량유량 계산을 위해 입구 덕트로 유입되는 공기의 유속을 측정하였다. 공기의 유속 측정을 위해 입구 덕트의 입구에서 약 800 mm 떨어진 위치에 열선 유속계를 설치하였다. 덕트 내에서 유동하는 공기의 최대 유속 측정을 위해 여러 번 측정을 하여 덕트 중앙의 최적 위치를 선정하였다. 위치 선정 후 센서를 고정시켜 히트싱크 교체 시에도 측정 위치가 변동되지 않도록 하였다. 일반적으로, 난류 파이프 유동에서 완전히 발달된(fully developed) 유동이 되기 위해서는 경계층이 완전히 발달하는데 필요한 파이프의 길이와 파이프 직경의 비(L/D)가 20 이상이어야 한다고 알려져 있다.⁽⁹⁾ 하지만 본 실험의 경우, 정확한 유속 측정을 위해 입구 파이프 길이를 이러한 값과 같이 길게 하면 하류

에 위치한 유도 팬(induced fan)의 압력손실이 증가되며 아울러 질량유량의 현저한 감소를 예상할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 실험실이라는 한정된 공간에서 압력손실을 고려한 파이프 길이 및 직경을 생각하여 장치를 구성하였다. 유량 자체가 매우 크기 때문에 유량계를 통한 정량공급이 불가하였기 때문에 최고 유속의 측정과 평균 유속으로의 환산을 통해서 공급되는 질량유량을 계산하고자 하였다.

충분히 발달된 것으로 가정한 최고 유속을 측정하며, 이를 바탕으로 Re수를 구하고, Re수와 V/U_{max} (환산속도/측정속도)의 관계식⁽⁹⁾에서 환산속도 V를 구해서 Re수를 계산할 때 사용한 속도(측정값)와 비교하여 오차범위까지 반복계산을 수행하여 환산유속을 구하며, 구해진 속도와 밀도 그리고 입구 덕트의 단면적을 곱하면 공급되는 질량유량을 구할 수 있다. 동일한 유량이 흐른다면 충분히 발달된 상태의 중앙부 유속이 현재의 측정값보다는 클 것으로 예상되므로 전체적으로 방열률도 커질 것으로 판단된다.

Fig. 1에서의 검은 점은 열전대를 설치한 위치이며, T형(TG-T-36-500, Omega) 열전대를 제작하고 보정하여 사용하였다. 히트싱크 입출구에서의 공기 온도 측정을 위해 입구 덕트 단면의 중앙과 출구 덕트 단면의 중앙에 설치했으며, 상판의 온도 측정을 위해 히터 사이의 중앙에 설치하였다. 열전대를 상판에 설치할 때 접촉체에 의한 열저항을 고려하여 열 전도성 접착제(TSE-3941, MG Chemicals)를 사용하였다. 온도측정, 데이터 저장 및 모니터링을 위한 데이터 측정, 수집 장비로는 Agilent사의 34970A 모듈을 이용하였다.

Fig. 2는 두 압출형 히트싱크의 핀 형상을 찍은 사진이다. 좌측 히트싱크는 38개 핀을 가진 E-38 히트싱크이고 우측 히트싱크는 47개 핀을 가진 E-47 히트싱크이다. 두 히트싱크의 상판과 핀은 일체형으로 되어 있으며 알루미늄(AL6061)이지만, 하판은 아크릴로 제작되었다. E-38은 E-47에 비해 핀 수가 적은 대신 핀 표면에 반경 1 mm의 굴곡이 있고, 상대적으로 핀 수가 적기 때문에 유동 단면적이 25 % 더 크다.

Fig. 3는 두 압입형 히트싱크의 핀 형상을 찍은 사진이다. 좌측 사진은 62개 핀의 S-62 히트싱크이고 우측 사진은 98개 핀의 S-98 히트싱크이다. 두 히트싱크의 상판, 핀, 하판은 압출형과는 달리

일체형이 아니며, 모든 부분이 알루미늄으로 제작되어 조립된다. S-98은 S-62에 비해 핀의 수가 36개 증가했지만, Fig. 3에서의 핀의 높이가 15 mm 높아졌다. 이로 인해 S-98은 S-62에 비해 핀 간격이 33.3 % 좁아졌지만 유동 단면적은 9.1 % 증가하였고, 전열면적은 89.3 % 증가하였다.

각 히트싱크의 외관상 크기는 같지만 핀 수, 전열면적, 유동 단면적, 핀 두께, 핀 간격 등이 다르다. 각 히트싱크의 자세한 사양은 Table 1과 Table 2에 나타나 있다. 히트싱크의 명칭에서 E와 S는 각각 압출(extrusion)과 압입(swagging)을 의미하며 뒤에 따라오는 숫자는 핀의 개수를 의미한다.

2.2 실험 방법

본 실험에서는 열원인 블록히터에서 히트싱크로 유입되는 열을 팬에 의한 강제대류를 통해서 방열시켰다. 이 때 히트싱크 외부에서 자연대류

및 열복사를 통해서도 방열이 일부 진행된다. 하지만 전체 방열량에서의 비중을 보면 강제대류에 의한 방열량은 자연대류, 열복사에 의한 방열량에 비해 월등히 크다. 따라서 강제대류를 통한 방열량을 본 실험의 평가 방열량으로 삼았다.

히트싱크를 통한 방열량은 유입되는 공기로 전달된 전열량을 통해 알 수 있다. 전열량 계산을 위해 히트싱크를 통과하는 공기의 온도 변화를 측정하였고, 공기의 질량유량을 계산하기 위해 유속을 측정하였다. 또한 각 히트싱크의 상판 온도 변화를 알아보기 위하여 상판 온도도 측정하였다. 히트싱크 입출구에서의 온도는 팬 가동과 동시에 측정하기 시작하여 5초에 한번씩 1시간 30분 동안 측정하였고, 히터를 가동한 후 다시 1시간 30분 동안 측정하였다. 측정된 온도 중 정상상태(steady state)라고 판단할 수 있는 시점을 선정한 후 정상상태 이후의 평균 온도를 데이터로 사용하였고, 이 평균 온도를 계산식 (1)⁽¹⁰⁾에 대입하여 히트싱크를 통한 방열량을 계산하였다. 본 실험에서는 10분 동안의 측정 데이터의 표준

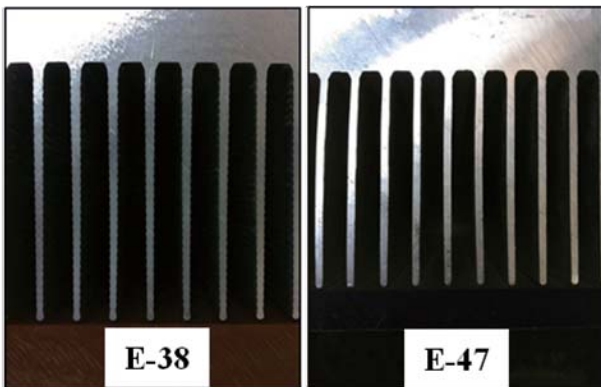


Fig. 2 Photos of the extruded-type heat sinks

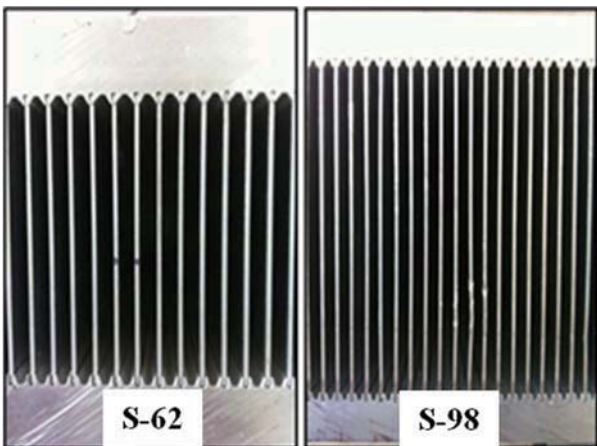


Fig. 3 Photos of the swaged-type heat sinks

Table 1 Specifications of extruded-type heat sinks

Name of heat sink	E-38	E-47
Number of fin	38	47
Heat sink	Length	325 mm
	Width	400 mm
	Height	100 mm
Thickness of upper plate	18 mm	18 mm
Fin spacing	11 mm	8.5 mm
Thickness of fin	2.5 mm	2.2 mm
Height of fin	65 mm	55 mm
Heat transfer area	1.8 m ²	1.9 m ²
Flow cross-sectional area	0.020 m ²	0.016 m ²

Table 2 Specifications of swaged-type heat sinks

Name of heat sink	S-62	S-98
Number of fin	62	98
Heat sink	Length	325 mm
	Width	400 mm
	Height	100 mm
Thickness of upper plate	18 mm	10 mm
Fin spacing	6 mm	4 mm
Thickness of fin	1 mm	1 mm
Height of fin	65 mm	80 mm
Heat transfer area	2.8 m ²	5.3 m ²
Flow cross-sectional area	0.022 m ²	0.024 m ²

$$\dot{Q}_{air} = \dot{m}_{air} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (1)$$

편차가 0.5 °C 이하인 지점을 정상상태로 간주하였다. Fig. 4의 경우 히터에 전원을 공급한 후 약 15분이 경과하면 정상상태로 간주할 수 있게 된다. 히트싱크 상판의 온도 측정은 히트싱크의 입출구 온도 측정 방법과 동일하게 이루어졌으며, 두 군데에서 측정했기 때문에 두 값의 평균을 히트싱크의 상판 온도로 사용하였다.

3. 실험 결과

3.1 데이터 처리

입구 덕트에서 측정된 공기의 유속을 덕트 단면에 대한 유속으로 사용하기 위해 환산비를 이용하여 계산하였다. 먼저 입구 덕트는 충분히 매끄러운 관이고 유속 측정부에서의 공기 유동은 충분히 발달했다고 가정하였고, 측정된 유속은 최대 유속으로 가정하였다. 또한 유동 유체의 최대 유속과 관 단면에 대한 유속의 환산비는 유동의 레이놀즈 수(Re 수)에 따라 달라지며, 환산비를 이용하여 최대 유속을 덕트 단면에 대한 유속으로 환산해 줄 수 있다.⁽⁹⁾ 따라서 각 히트싱크별로 취득한 유속을 덕트 단면에 대한 유속으로 환산시켜주고, 환산된 유속을 이용하여 각 히트싱크를 통과하는 공기의 질량유량을 계산하였다. 본 실험에서 사용한 환산비는 0.827 ~ 0.829 범위였다.

Omega 사의 T형 열전쌍으로 자체 제작한 열전대는 최소눈금이 0.1 °C인 공인된 수은주 온도계를 이용하여 보정하였다. 각각의 열전대는 이 보정 데이터를 기반으로 한 추세선을 가지며, 디지털로 전환된 열전대의 온도 측정값은 추세선의 선형식을 이용하여 보정되었다. 이 과정에서 추세선과 실제 온도 사이에서 오차가 발생할 수 있으며, 이를 조사한 결과를 Table 3에 나타내었다. 0.13 °C로 다소 높게 나타난 E-38 히트싱크의 상판온도 경우를 제외하면 오차는 0.07 °C 이하로 나타나고 있다.

Fig. 4는 각 실험에 대한 온도 변화 그래프 중 하나이며, 실험 개시부터 종료까지의 온도 변화를 보여주고 있다. 히터를 작동한 시점인 실험 개시 후 90분부터 각 측정부의 온도가 상승하는

Table 3 Uncertainty analysis of temperature measurement

히트싱크 종류		E-38	E-47	S-62	S-98
단위		°C	°C	°C	°C
히트싱크 입구온도	추세선	20.47	20.43	20.39	20.35
	수은주	20.46	20.49	20.44	20.40
	오차	0.01	-0.06	-0.05	-0.05
히트싱크 출구온도	추세선	27.57	28.20	27.74	28.06
	수은주	27.58	28.22	27.75	28.08
	오차	-0.01	-0.02	-0.01	-0.02
히트싱크 상판온도	추세선	54.54	51.44	51.43	44.83
	수은주	54.41	51.48	51.36	44.81
	오차	0.13	-0.04	0.07	0.02

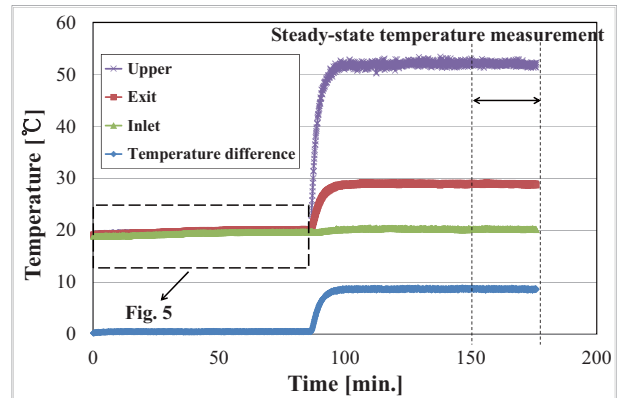


Fig. 4 Distributions of transient temperatures of a heat sink showing the period of steady-state temperature measurement

것을 볼 수 있다. 이후 실험 장비 및 주변 환경이 정상상태에 돌입하도록 1시간 정도 더 장비를 가동시켰고, 실험 종료 전 20분 동안 측정된 온도의 평균을 결과로 사용하였다.

Fig. 5는 히터를 작동하기 전의 온도 변화 그래프이며, Fig. 4에서의 점선 부분을 따로 확대한 것이다. 실험 개시 후 주변 공기 온도 변화 및 팬 작동에 따른 내부에너지 증가로 인하여 출구 온도에 변화가 있음을 알 수 있다. 팬 가동 후 약 70분이 지나면 정상상태에 돌입하는 것을 볼 수 있으며, 정상상태 돌입 후 20분 동안의 평균 온도를 측정하였다. 측정된 온도를 통해 히터가 작동되기 전의 초기 온도 상승을 계산하였고, Fig. 4에서의 최종 온도차에서 초기 온도 상승을 빼주어 히터로 인한 온도차만을 계산하였다. 초기 온도 상승은 히트싱크마다 차이가 있지만 Fig.

5에서는 약 0.7 °C로 측정되었다.

3.2 결과 및 고찰

Fig. 6은 각 히트싱크의 상판 온도, 입구 덕트에서의 공기 온도 및 입출구 덕트에서의 온도차를 나타낸 그래프이다. 4종류 히트싱크의 입구에서 공기의 평균온도는 20.41 °C이고 표준편차는 0.04 °C로 측정되어, 실험할 때의 주변 환경은 일정했음을 보여준다. 히트싱크 입출구에서의 온도차는 E-47 히트싱크에서 가장 크게 측정되어 7.77 °C, 표준편차는 0.15 °C이며, E-38 히트싱크에서 가장 작게 측정되어 7.10 °C, 표준편차는 0.09 °C이다. 나머지 S-62, S-98 히트싱크의 온도차는 각각 7.35 °C, 7.71 °C이고 표준편차는 0.12 °C씩으로 측정되었다. 상판의 온도는 S-98에서 가장 낮게 측정되어 44.83 °C, 표준편차는 0.20 °C이며, E-38에서 가장 높게 측정되어 54.54 °C, 표

준편차는 0.26 °C이다. E-47의 상판 온도는 51.44 °C, 표준편차는 0.16 °C이고 S-62의 상판 온도는 51.43 °C, 표준편차는 0.35 °C로 측정되었다.

같은 제조법의 히트싱크끼리 비교해 보면 핀의 개수가 증가함에 따라 통상적으로 전열면적이 증가되므로 방열량이 증가되어 상판의 온도가 낮아지고 온도차는 커지는 것을 볼 수 있다. 즉, 방열 성능이 좋아짐을 알 수 있다. 정량적인 수치는 Table 1과 2의 수치 및 유속 측정에서 환산한 질량유량을 통해서 Fig. 7 및 Fig. 8과 같이 파악할 수 있다.

Fig. 7은 입구 덕트에서 측정된 공기의 질량유량과 히트싱크를 통한 방열량을 보여주는 그래프이다. 질량유량은 E-38, E-47, S-62, S-98 히트싱크의 순서로 0.212 kg/s, 0.199 kg/s, 0.213 kg/s, 0.212 kg/s로 측정되었다. E-38과 S-98의 질량유량이 0.212 kg/s로 같으며, 이 값을 기준으로 S-62는 0.5 % 크고 E-47는 6.1 % 작다. 방열량은 질량유량과 같은 순서로 1516.64 W, 1554.03 W, 1574.49 W, 1643.00 W이다. S-98은 E-38 보다 방열량이 8.3 % 증가하였지만 질량유량은 같다. 또한 E-47은 E-38보다 질량유량은 6.1 % 작지만 방열량은 2.5 % 크다.

실험한 4 개의 히트싱크에서는 핀 수 변화에 따른 질량유량 변화의 경향성은 찾을 수 없을 뿐만 아니라 질량유량 변화에 대한 방열량 변화도 경향성이 없는 것을 볼 수 있다. 즉, 식 (1)에 의하면 방열량은 질량유량에 비례해야 하지만 실험한 조건에서는 질량유량의 변동 폭이 크지 않았으며 또한 충분한 유량이 공급되고 있기 때문에 경향성이 나타나지 않았다고 판단된다. 질량유량

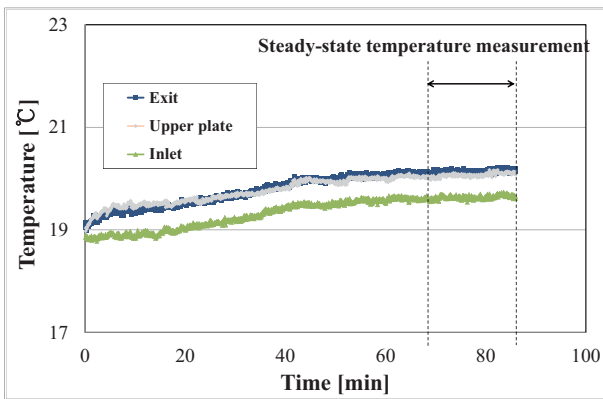


Fig. 5 Distributions of transient temperatures of a heat sink before the heating showing the period of steady-state temperature measurement

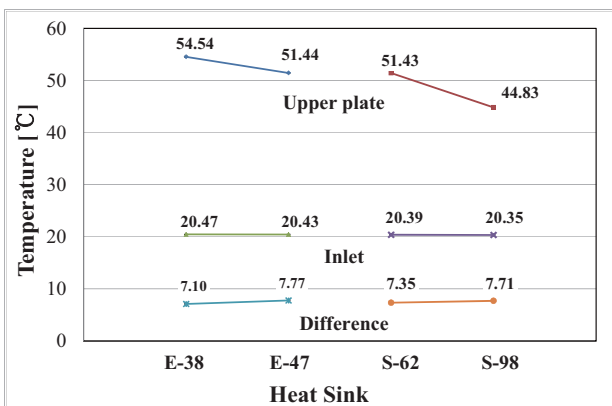


Fig. 6 Temperatures of upper plate and inlet, and the temperature differences of the four heat sinks

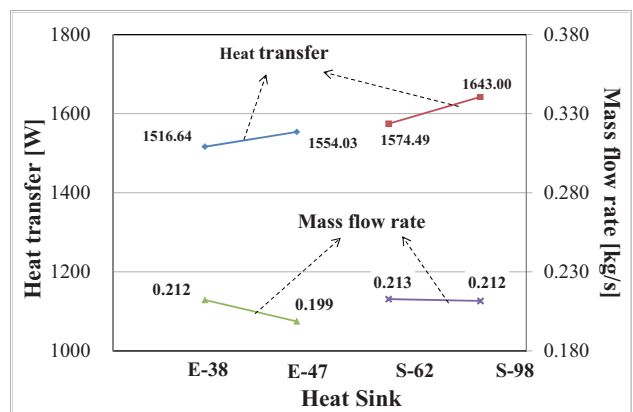


Fig. 7 Heat transfers through the heat sinks and the mass flow rates of the four heat sinks

이 0.212 kg/s로 같은 E-38, S-98 히트싱크와 0.213 kg/s인 S-62 히트싱크를 보면, 거의 같은 질량유량임에도 방열량, 상판 온도에서 차이가 있는 것을 볼 수 있다. E-47 히트싱크는 질량유량이 E-38 히트싱크보다 6.1 % 감소했음에도 방열량은 2.5 % 증가했다. S-98 역시 S-62 보다 질량유량이 0.5 % 감소했음에도 방열량은 4.4 % 증가하였다. 이를 통해서 실험을 수행한 범위 내에서는 질량유량 변화가 히트싱크 상판의 온도나 방열량에 미치는 영향이 다소 미미한 것으로 판단할 수 있다.

한편, Fig. 8은 각 히트싱크의 전열면적과 방열율을 보여주는 그래프이며, Fig. 7의 방열량과 입력 열량의 비가 방열율이므로 방열량 경향과 같은 경향성인 것을 볼 수 있다. 상기의 히트싱크 나열 순서와 동일한 순서로 방열율은 79.6 %, 81.6 %, 82.7 %, 86.3 %이다. 전열면적 역시 동일한 순서로 1.8 m², 1.9 m², 2.8 m², 5.3 m²이다. 핀의 개수가 늘어날수록 히트싱크의 전열면적이 증가하고 있으며, 이 경향은 방열율의 경향과 같음을 볼 수 있다. 압출형인 E-47 히트싱크는 동일 제조법의 E-38 히트싱크에 비해 전열면적이 5.6 % 증가하였다. 압입형의 경우 S-98 히트싱크는 S-62 히트싱크에 비해 89.3 % 증가하였다. 그리고 S-62는 E-47에 비해 전열면적이 47.4 % 증가하였다. 히트싱크를 통한 방열량은 E-47이 E-38 보다 2.5 % 증가하였고, S-62 보다 S-98이 4.4 % 증가하였다.

같은 제조법의 히트싱크끼리 비교해 보면 전열면적 증가에 따라 방열량이 증가하는 경향을 볼 수 있다. 또한 같은 제조법의 히트싱크끼리 비교

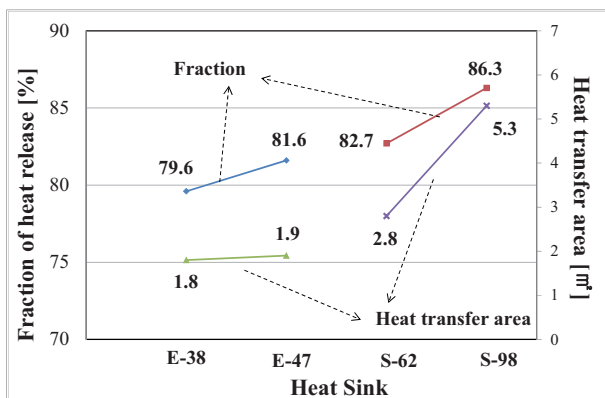


Fig. 8 Heat release fractions thru the heat sinks, and heat transfer areas of the four heat sinks

하지 않더라도, 핀 수가 증가하여 전열면적이 증가할수록 방열량도 증가하는 경향을 보이고 있다. 히트싱크의 상판 온도는 전열면적이 증가할수록 낮아지는 경향을 보이고 있다. 이는 방열량이 클수록 방열되지 못하고 히트싱크에 남는 열 에너지가 작아 상판의 온도를 낮추기 때문이다. 한편, S-62는 E-47에 비해 47.4 % 전열면적이 증가하였음에도 불구하고 방열성능은 1.3 % 증가하는데 그쳤다. 이는 압입형 보다는 일체형인 압출형의 전열성능이 우수하기 때문에 나타난 결과이다. 압입형인 S-62와 S-98 히트싱크의 경우에는 S-62에 비해 S-98의 전열면적이 89.3 %로 증가하지만, 방열량 증가는 불과 4.4 %였으며, 이를 통해서 압입형의 경우 전열면적 증가에 대한 최적화가 필요함을 알 수 있었다.

이러한 결과들을 통해 실험을 수행한 범위 내에서는 공기의 질량유량 보다는 전열면적이 방열량과 상판 온도에 직접적으로 영향을 주는 것을 알 수 있었다.

4. 결론 및 향후계획

본 실험에서는 실제 태양광 발전용 인버터 방열에 사용할 히트싱크의 방열성능을 평가하였다. 팬에 의한 강제대류를 통하여 방열하였으며, 방열성능은 히트싱크를 통한 방열량과 입력 열량의 비로 평가하였다. 실험을 수행한 범위 내에서는 공기의 질량유량 보다는 전열면적이 방열량과 상판 온도에 직접적으로 영향을 주는 것을 알 수 있었다. 또한, 압출형 히트싱크는 상판과 핀이 일체형이기 때문에 열전도도가 압입형에 비해 상대적으로 전열 특성이 우수하였다. 실험한 두 압입형 히트싱크인 S-62와 S-98은 전열면적 증가에 비해 방열량 증가가 미미하여 전열면적에 대한 최적화가 필요함을 알 수 있었다.

향후에는 공기 유량, 히트싱크의 전열면적, 핀 두께, 제조방식 등 여러 인자에 대한 추가적인 파라미터 연구를 통해 방열성능 최적화를 계획하고 있다.

후 기

이 논문은 2012년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(No. 2012-0002661).

참고문헌

- (1) Santi, E., Caiafa, A., Kang, X., Hudgins, J. L., Palmer, P. R., Goodwine, D. and Monti, A., 2004, "Temperature Effects on Trench-Gate Punch-Through IGBTs," *IEEE Trans. on Industry Applications*, Vol. 40, No. 2, pp. 472~482.
- (2) Lee, J. W., 2004, "Design of a Heat Dissipation System for the 400kW IGBT Inverter," *The Trans. of the KIPE*, Vol. 9, No. 4, pp. 350~355.
- (3) Jeon, C. S., Kim, Y. K., Lee, J. Y. and Song, S. H, 1998, "Cooling of an In-line Array of Heat Sources with Air-Cooled Heat Sinks," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 2, No. 2, pp. 229~234.
- (4) Kim, T. H., Do, K. H., Choi, B. I., Han, Y. S. and Kim, M. B, 2011, "Development of a Cooling System for a Concentrating Photovoltaic Module," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 35, No. 6, pp. 551~560.
- (5) Shaukatullah, H., Storr, W. R., Hansen, B. J. and Gaynes, M. A., 1996, "Design and Optimization of Pin Fin Heat Sinks for Low Velocity Applications," *IEEE Trans. on Components, Packaging and Manufacturing Technology-Part A*, Vol. 19, No. 4, pp. 486~494.
- (6) Kim, J. H., Yun, J. H. and Lee, C. S., 2002, "An Experimental Study on the Thermal Resistance Characteristics for Various Types of Heat Sinks," *SAREK*, Vol. 14, No. 8, pp. 676~682.
- (7) Lee, S., 1995, "Optimum Design and Selection of Heat Sinks," *IEEE Trans. Components, Packaging and Manufacturing Technology-Part A*, Vol. 18, No. 4, pp. 812~817.
- (8) Riu, K. J., Park, C. W., Kim, H. W. and Jang, C. S., 2005, "Cooling Characteristics of a Strip Fin Heat Sink," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 29, No. 1, pp. 16~26.
- (9) White, F. M., 2011, "Fluid Mechanics," 5th ed., McGraw-Hill.
- (10) Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L. and Lavine, A. S., 2006, "Introduction to Heat Transfer," 5th ed., John Wiley and Sons.