[논문] 한국태양에너지학회 논문집
Journal of the Korean Solar Energy Society

Vol. 35, No. 1, 2015
ISSN 1598-6411
http://dx.doi.org/10.7836/kses.2015.35.1.001

고집광 태양광 모듈용 냉각 장치의 열성능에 대한 수치 해석적 연구

Numerical Investigation on the Thermal Performance of a Cooling Device for a CPV Module

도규형*† · 김태훈** · 한용식***
Kyu Hyung Do*† , Taehoon Kim** and Yong-Shik Han***

(Received 16 October 2014; accepted 29 January 2015)

Abstract : In the present study, the effects of the heat spreader thickness and the heat sink size on the thermal performance of a cooling device for a concentrating photovoltaic (CPV) module were numerically investigated. Numerical simulation was conducted by using the simulation tool ICEPAK, commercial software based on the finite volume method. Numerical results were validated by comparing the existing experimental data. The thermal performance of a cooling device, which consisted of a heat spreader and a natural convective heat sink, was evaluated with varying the heat spreader thickness and the heat sink size. The geometric configuration of the natural convective heat sink, such as the fin height, the fin spacing, and the fin thickness, was optimized by using the existing correlation. The numerical results showed that the thermal performance of the cooling device increased as the heat spreader thickness or the heat sink size increased. Also, it was found that the spreading thermal resistance plays an important role in the thermal performance of the cooling device which has the localized heat source.

Key Words : 열성능(Thermal performance), 자연대류(Natural convection), 열분산기 두께(Heat spreader thickness), 히트싱크 크기(Heat sink size)

*† 도규형(교신저자) : 한국기계연구원 / 과학기술연합대학원대학교
E-mail : kyudo@kimm.re.kr, Tel : 042-868-7929
**김태훈 : 한국기계연구원 / 과학기술연합대학원대학교
***한용식 : 한국기계연구원

*† Kyu Hyung Do(corresponding author) : Korea Institute of Machinery & Materials / Korea University of Science and Technology
E-mail : kyudo@kimm.re.kr, Tel : 042-868-7929
**Taehoon Kim : Korea Institute of Machinery & Materials / Korea University of Science and Technology
***Yong-Shik Han : Korea Institute of Machinery & Materials

기 호 설 명

A_{HS}	: 히트싱크 베이스 면적 (mm^2)
El	: Elenbass number
L	: 히트싱크 베이스 길이 (mm)
$\dot{m}$	: 질량유량 (kg/s)
Q_{in}	: 발열량 (W)
Ra_L	: Rayleigh number
R_{th}	: 열저항 (K/W)
s	: 휜 간격 (mm)
S	: 상대 온도 편차 (%)
t	: 열분산기 두께 (mm)
W	: 히트싱크 베이스 폭 (mm)
ΔT	: 온도차 (°C)

1. 서 론

최근 들어 에너지 문제가 대두됨에 따라 신재생에너지 분야 중의 하나인 태양광 에너지가 전 세계적으로 주목을 받고 있다. 많은 연구자들이 태양광 발전 시스템의 효율 및 신뢰성 향상을 위해 지속적인 연구를 수행하여 왔다. 특히, III-V족 화합물 반도체 PV Cell을 사용하는 고집광 태양광 발전 (Concentrating Photovoltaic, CPV) 모듈의 경우, 흡수된 태양광 에너지를 전기에너지로 변환하는 변환효율 (Conversion efficiency)이 35%-39% 로 높아 최근 각광을 받고 있다1). 그러나 흡수된 태양광 에너지 중 전기에너지로 변환되지 못한 나머지는 열에너지로 방출되며, 이 열에너지를 효과적으로 방열하지 못할 경우 PV Cell의 작동온도를 상승시켜 발전효율 및 시스템 수명을 감소시키게 된다. 따라서 고집광 태양광 발전 시스템의 효율을 향상키고 장기적인 신뢰성 저하를 최소화하기 위해서는 냉각 기술이 필수적이라 할 수 있다. 또한 고집광 태양광 발전 시스템의 경우, 직달일사를 받기 위해 태양을 정밀하게 추적하기 위한 트랙킹 시스템이 반드시 필요하며, 시스템 통합 효율 향상을 위해 PV Cell, 1차/2차 집광장치, 냉각 장치 등으로 구성되는 CPV 모듈의 무게를 줄여 트랙킹 시스템 구동 동력의 최소화가 요구되고 있는 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 자연대류 히트싱크 (Natural convective heat sink)와 열분산기 (Heat spreader)로 구성된 CPV 모듈용 냉각장치의 열분산기 두께 및 히트싱크 크기가 열성능에 미치는 영향을 수치 해석적으로 조사하고자 한다. 또한, 냉각장치의 열성능을 만족하는 동시에 무게를 최소화하기 위한 최적화된 열분산기 두께 및 히트싱크 크기의 조합을 결정하고자 한다.

2. 문제 정의

2.1 최대 발열량 계산

본 연구에서 개발하고자 하는 CPV 모듈은 Fig. 1과 같이 PV Cell, Metal PCB, 냉각 장치, 집광 장치 (Primary/Secondary lens)로 구성된다. PV Cell의 발열량을 계산하기 위해서는 직달일조강도, 집광장치의 광효율, PV Cell의 변환효율 및 AR (Anti-reflective) coating layer의 반사율 등을 고려하여야 하며, 식(1)로부터 계산된다.

$$Q_{in} = GA_{pri}(1-R)\eta_{pri}\eta_{sec}(1-\eta_{cell}) \quad (1)$$

여기서, $G, A_{pri}, R, \eta_{pri}, \eta_{sec}, \eta_{cell}$은 각각 직달일조 강도, Primary lens 단면적, 반사율, Primary/Secondary lens 광효율, 그리고 PV Cell의 변환효율을 의미한다. 본 연구에서 설계된 Primary lens 면적은 224×224mm^2이고

Primary/Secondary lens의 광효율은 각각 75%, 80%이다. 본 연구에서 고려한 PV Cell은 Spectrolab의 CDO-100 모델이며[2], 집광비 500배에서 작동온도가 25°C 조건에서는 PV Cell의 변환효율이 36.7%이지만 작동온도가 90°C 조건에서는 32.5%로 크게 감소하게 된다. 냉각시스템 설계사양인 대기온도 대비 온도차 40°C에서의 PV Cell 변환효율은 약 35%이다. 또한, PV Cell의 AR Coating에 의한 반사율 값은 Kumar et al.[3]의 실험결과를 이용하여 Single 및 Double layer SiN AR coating의 평균값인 12.7%를 사용하였다. Table 1은 직달일조 강도 변화에 따른 발열량을 나타내고 있으며, 최대 발열량은 17W임을 알 수 있다.

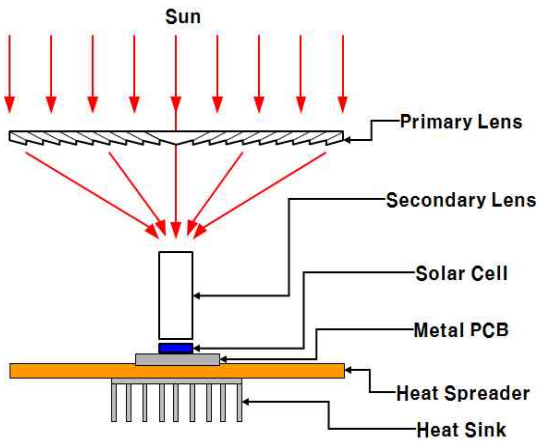


Fig. 1 Schematic diagram of a CPV module

Table. 1 Heat dissipation rate estimation results

CASE	G (W/m^2)	Q_{in} (W)
Primary Lens/Secondary Lens ($\eta_{pri}=75\% / \eta_{sec}=80\%$)	900	15
	950	16
	1000	17

2.2 CPV 모듈 냉각장치

본 연구에서 해석하고자 하는 CPV 모듈용 냉각장치는 Metal PCB, 열분산기, 그리고 자연대류 히트싱크로 구성된다(Fig. 2 참조). Metal PCB의 크기는 34mm×52mm×1.1 mm이며 알루미늄 합금(k=167W/mK)이 주 재료이다. 열분산기 역시 알루미늄 합금 재질 (k=167W/mK)로 224×224mm^{2}의 단면적을 가지며, 두께 t 는 수치 해석 수행 시 변수로 사용하였다.

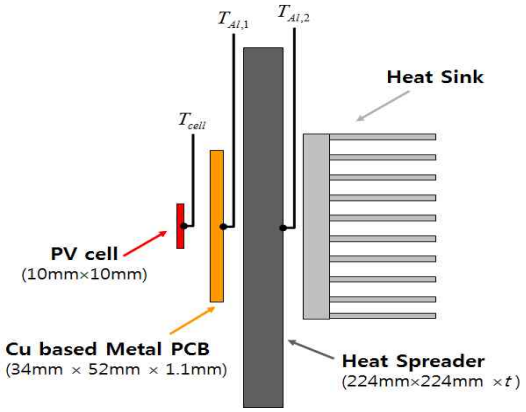


Fig. 2 Geometric configuration of a cooling device

Do et al.[4]는 열분산기의 두께가 감소할수록 PV Cell의 최대온도가 증가하며 온도균일도가 저하됨을 실험적으로 보였다. 따라서, 발열부 주변의 열전달계수를 국부적으로 증가시키면, PV 셀의 최대온도를 저감하는 동시에 온도 균일도를 향상시킬 것으로 예상할 수 있다. 자연대류 히트싱크의 경우, 히트싱크 베이스 및 휜 두께 그리고 휜 높이를 각각 10mm, 1mm, 25mm로 고정한 후 히트싱크 베이스 단면적 A_{HS} 를 변화시켰다. 발열부 역할을 하는 PV Cell은 10×10 mm^{2}의 단면적을 가지며, 발열량은 앞서 언급한 계산결과로부터 17W로 결정하였다.

2.3 자연대류 히트싱크 내부 형상 결정

열분산기 두께 및 히트싱크 크기가 CPV 모듈용 냉각장치의 열성능에 미치는 영향을 조

사하기에 앞서, 자연대류 히트싱크의 내부 형상을 결정하여야 한다. 본 연구에서는 기존에 개발된 상관식을 이용하여 최적화된 내부 형상을 결정하였다. 자연대류 히트싱크의 방열량은 식(2)로부터 계산할 수 있다.

$$Q_{in} = \frac{T_{HS} - T_{amb}}{R_{th}} = \frac{T_{HS} - T_{amb}}{\left(\eta h_{fin} A_{fin} + h_{base} A_{base}\right)^{-1}} \quad (2)$$

여기서,

$$\eta = \tanh\left(\sqrt{\frac{2h_{fin}}{k_{fin} t_{fin}}} H\right) \Big/ \left(\sqrt{\frac{2h_{fin}}{k_{fin} t_{fin}}} H\right),$$

$$h_{base} = Nu_{base} k_f / L,\ h_{fin} = Nu_{fin} k_f / s,$$

$$A_{base} = L\left(W - t_{fin} N_{fin}\right),\ A_{fin} = 2 N_{fin} L H$$

식(2)의 Nu_{base}는 Bar-Cohen et al.[5]이 제시한 수직방향에 대한 식을 사용하였고, Nu_{fin}은 Kim et al.[6]이 개발한 상관식을 적용하였으며 각각 식(3), 식(4)와 같다.

$$Nu_{base} = 0.59 Ra_L^{1/4} \quad (3)$$

$$Nu_{fin} = \left[\left(0.09112 El^{0.6822}\right)^{-3.5} + \left(0.5170 El^{0.2813}\right)^{-3.5}\right]^{-1/3.5} \quad (4)$$

여기서,

$$Ra_L = \frac{g\beta\left(T_{HS} - T_{amb}\right) L^3}{\alpha\nu},\ El = \frac{g\beta\left(T_{HS} - T_{amb}\right) s^4}{\alpha\nu L}$$

본 연구에서는 자연대류 히트싱크 내부 형상을 결정하기 위하여, 발열량과 대기온도가 각각 Qin=17W, Tamb=20oC인 경우에 대하여 휜 두께 및 높이를 각각 1mm, 25mm로 고정한 상태에서 열저항 Rth가 최소가 되는 휜 간격 s를 식(2) - 식(4)를 이용하여 계산하였다. Table 2는 히트싱크 베이스 단면적 변화에 따른 최적화된 휜 간격을 나타내고 있으며, 결과로부터 AHS 가 증가함에 따라 열저항이 최소화되는 휜 간격이 증가함을 알 수 있다. 또한 휜 간격이 최적값 (s=sopt)일 경우와 s=8.25mm일 경우에 대해 열저항을 비교한 결과, AHS 변화에 따라 최대 3.27%의 차이를 보였다. 위의 결과로부터 자연대류 히트싱크의 내부 형상을 H=25mm, tfin= 1mm, s=8.25mm로 결정하였다.

Table. 2 Optimum fin spacing results

A_{HS} (mm^2)	s_{opt} (mm)	ΔT_{opt} (°C)	$R_{th,opt}$ (K/W)	$R_{th@s=8.25mm}$ (K/W)	Rel. diff. (%)
75×75	6.60	56.07	3.298	3.274	0.75
112×112	7.96	35.57	2.092	2.102	0.43
167.5×167.5	9.53	22.67	1.333	1.341	0.60
224×224	10.86	16.40	0.965	0.996	3.27

3. 수치 해석적 연구

본 연구에서는 자연대류 히트싱크와 열분산기로 구성된 CPV 모듈용 냉각장치의 열분산기 두께 및 히트싱크 크기가 열성능에 미치는 영향을 조사하기 위하여 수치 해석적 방법을 적용하였다. 해석은 상용 코드인 ICEPAK (ANSYS Inc.)을 이용하여 수행하였으며 다음의 가정을 사용하였다.

(1) 3D steady laminar flow
(2) Constant thermophysical properties
(3) Boussinesq approximation for natural convection flow
(4) Neglecting heat transfer by radiation

Fig. 3은 본 연구에서 수행한 수치 해석의 계산영역 및 경계조건을 나타내고 있다. 상부면 및 하부면의 경계조건의 경우, 운동 방정식에 대해서는 대기압 조건을, 에너지 방정식에 대해서는 대기온도 조건을 각각 사용하였으며 대기온도 T_{amb}는 20°C로 가정하였다. 측면의 경계조건의 경우, 운동방정식에 대해서는 No slip 조건을, 에너지방정식에 대

해서는 단열조건을 각각 사용하였다.

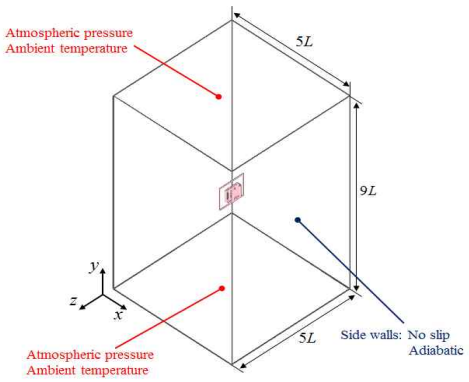


Fig. 3 Computational domain

자연대류 문제를 수치적 방법으로 해석할 때, 계산영역의 크기 선정이 해석결과의 정확도에 크게 영향을 미치게 된다. 본 연구에서는 냉각장치의 폭, 높이, 그리고 길이방향에 따른 계산영역의 크기를 증가시키면서 수치 해석을 수행하였으며, 계산영역의 크기가 폭, 높이, 길이방향으로 각각 5L, 9L, 5L 이상이면 해석결과에 차이가 없음을 확인하였다. 따라서, x, y, z 방향에 따른 계산 영역의 크기는 각각 5L, 9L, 5L로 결정하였다.

Table. 3 Geometric configuration of tested cooling devices

Case	t (mm)	A_{HS} (mm^2)	Case	t (mm)	A_{HS} (mm^2)
1	2	w/o heat sink	13	5	w/o heat sink
2	2	38×38	14	5	38×38
3	2	75×75	15	5	75×75
4	2	112×112	16	5	112×112
5	2	167.5×167.5	17	5	167.5×167.5
6	2	224×224	18	5	224×224
7	3	w/o heat sink	19	10	w/o heat sink
8	3	38×38	20	10	38×38
9	3	75×75	21	10	75×75
10	3	112×112	22	10	112×112
11	3	167.5×167.5	23	10	167.5×167.5
12	3	224×224	24	10	224×224

수치 해석은 냉각장치가 수직으로 설치된 경우를 기준으로 발열량과 대기온도를 Q_{in}=17W, T_{amb}=20°C로 고정한 후, 2.3절에서 결정된 내부 형상을 가지는 자연대류 히트싱크의 베이스 단면적 A_{HS}와 열분산기의 두께 t를 변화시키면서 수행하였다. 수치 해석에 사용된 냉각장치의 형상은 Table 3과 같다. 또한, 격자수 변화에 따른 수치 해석 결과의 정확도를 확인하기 위하여, Grid test를 수행하였다. Grid test를 위해, Table 3에 나타난 냉각장치 형상 중 Case 20의 형상을 사용하였으며, 격자수를 636,328에 1,960,796로 변화시키며 수치 해석을 수행하였다. Table 4는 Grid test 결과를 나타내고 있다. Table 4로부터 발열부 최대온도와 대기온도의 차인 ΔT_{cell} 값의 변화가 0.02°C 이내임을 확인하였다. 또한, 격자수가 1,089,540 이상이면 계산영역으로 유입되는 공기유량의 변화량뿐만 아니라 유입/유출되는 공기유량 차이가 동일함을 확인하였다. 이를 바탕으로, 격자수를 1,089,540으로 결정하여 수치 해석을 수행하였다.

Table. 4 Grid test results

Number of grids	ΔT_{cell} (°C)	$\dot{m}_{inlet}$ (g/s)	$\dot{m}_{outlet}$ (g/s)
636,328	29.20	4.661	4.664
774,734	29.22	4.693	4.693
1,089,540	29.21	4.662	4.662
1,403.646	29.21	4.663	4.663
1,960,796	29.21	4.663	4.663

4. 결과 및 토의

4.1 수치 해석 결과의 타당성 검증

본 연구에서 수행한 수치 해석 결과의 타당성을 검증하기 위하여, 기존 실험결과[4)]와의 비교를 수행하였다.

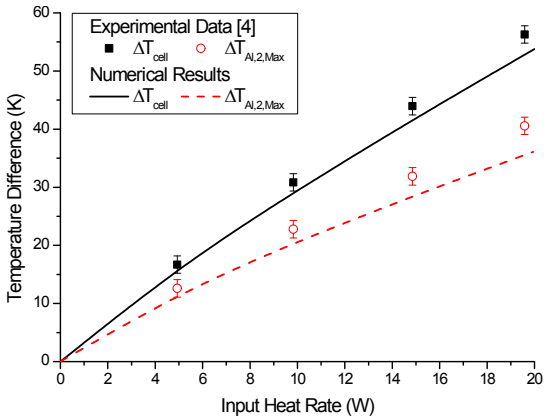
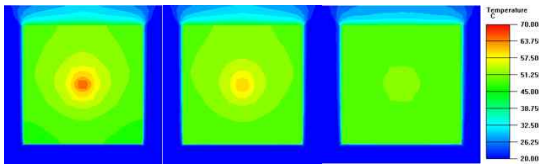


Fig. 4 Comparison of experimental data and numerical results

Fig. 4는 히트싱크를 부착하지 않은 상태에서 3mm 두께의 열분산기를 적용할 경우, 열입력량 변화에 따른 대기온도 기준 최대 온도차와 열분산기 후면의 최대 온도차를 비교한 그래프를 나타내고 있다. Fig. 4의 결과로부터 기존의 실험결과와 수치 해석 결과가 최대 오차 7.5% 이내로 잘 일치함을 알 수 있다. 이 결과로부터, 본 연구에서 구한 수치 해석 결과가 타당함을 보였다.

4.2 열분산기 두께 변화의 영향

본 연구에서는 열분산기의 두께 변화가 CPV 모듈용 냉각장치의 열성능에 미치는 영향을 조사하고자 하였다.



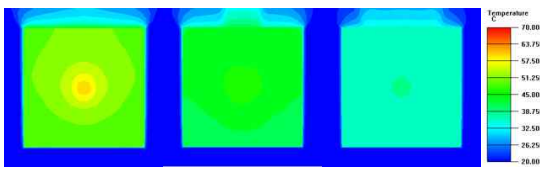
(a) t=2mm (b) t=3mm (c) t=10mm

Fig. 5 Temperature contour of heat spreaders w/o heat sink

Fig. 5는 히트싱크를 부착하지 않은 상태에서 열분산기의 두께 변화에 따른 열분산기 후면의 온도 분포를 나타내고 있다. 수치 해석 결과로부터 열분산기의 두께가 감소할수록 PV 셀의 최대온도가 증가하며, 온도균일도 역시 저하됨을 알 수 있다. 이는 발열부에서 발생하는 국부 열유속이 열분산기에서 충분히 분산되지 못하여 열분산기 후면의 열전달면적을 효율적으로 사용 못하기 때문이다. 일반적으로, 분산 열저항 (Spreading thermal resistance)은 열분산기의 열전도도가 증가할수록 두께가 증가할수록 감소한다[7]. 따라서, 발열부 주변에 국부적으로 열전달계수를 증가시키면, PV셀의 최대온도 저감 효과와 온도균일도 향상 효과를 동시에 얻을 수 있을 것으로 예상할 수 있다.

4.3 히트싱크 크기 변화의 영향

본 연구에서는 히트싱크의 크기 변화가 CPV 모듈용 냉각장치의 열성능에 미치는 영향을 조사하고자 하였다. Fig. 6은 히트싱크 크기 변화에 따른 열분산기 후면의 온도 분포를 나타내고 있다. 그림에서 보듯이, 냉각장치에 히트싱크를 부착할 경우 (Fig. 6 (b), 6(c)가 그렇지 않을 경우 (Fig. 6(a))에 비해 온도균일도 향상에 큰 영향을 주고 있음을 알 수 있다.



(a) Case 7 (b) Case 9 (c) Case 12

Fig. 6 Temperature contour of heat spreaders

또한, 히트싱크의 크기 증가에 따라 열분산기 후면의 평균온도가 감소함을 확인할 수 있

는데 이는 히트싱크의 열전달 면적이 증가하여 Overall heat transfer coefficient가 증가하기 때문이다. Fig. 7은 A_{HS} 및 t 변화에 따른 대기온도 기준 최대 온도차와 열분산기 후면의 평균온도차에 대한 그래프를 보여주고 있다. 해석결과로부터 열분산기의 두께가 증가할수록, 히트싱크의 크기가 증가할수록 최대온도차는 감소함을 알 수 있다. 열분산기의 두께가 2mm일 경우, 히트싱크 크기가 112×112mm^{2}인 구간까지 증가시키면 최대온도차 값이 급격히 감소하다가 히트싱크 크기를 더 증가시키면 서서히 감소한다. 반면에 열분산기의 두께가 10mm인 경우, 히트싱크 크기가 증가함에 따라 최대온도차 값이 거의 선형적으로 감소한다. 열분산기 후면 Relative temperature deviation의 A_{HS} 및 t 변화에 따른 결과는 Fig. 8과 같다. Relative temperature deviation S는 식(5)와 같이 정의되며, 열분산기 후면의 온도 균일도를 의미한다.

$$S = \frac{T_{Al,2,Max} - T_{Al,2,Min}}{\triangle T_{Al,2,Avg}} \times 100 \qquad (5)$$

Fig. 8에 나타난 그래프의 결과에서도 알 수 있듯이, 열분산기의 두께가 충분히 클 경우 (t=10mm), 히트싱크 크기에 따른 S값이 거의 일정하게 나타난다. 반면에 열분산기의 두께가 얇을 경우 (t=2mm), 히트싱크 크기가 증가함에 따라 S값이 급격히 감소하다가 최소값을 가진 후 다시 약간 증가하는 경향을 보이게 되는데 그 이유는 다음과 같다. 히트싱크를 부착하지 않을 경우 발열부에서 발생하는 국부 열유속이 열분산기에서 충분히 분산되지 못하여 S값이 크게 나타나지만, 히트싱크를 부착할 경우 부착된 부분의 유효 열전달 계수가 증가하여 S값이 감소하게 된다. 따라서 히트싱크의 크기를 지속적으로 증가시키는 것이 최대온도차 감소 측면에서는 이점을 가지지만, 온도 균일도를 향상 측면에서 항상 유리하지 않음을 알 수 있다.

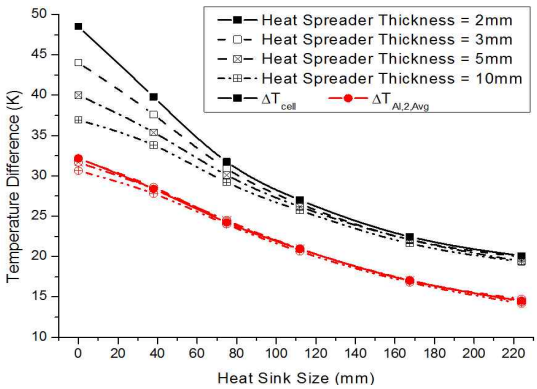


Fig. 7 ΔT_{cell} and $\Delta T_{Al,2,Avg}$ according to A_{HS} and t variation

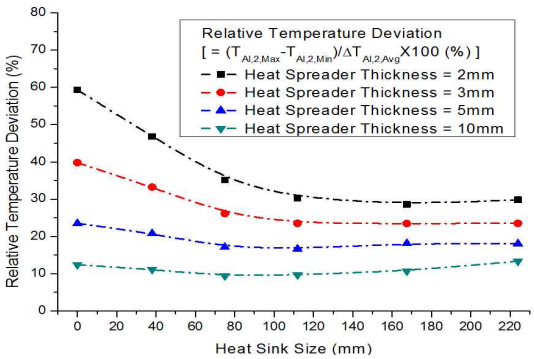


Fig. 8 Relative temperature deviation of heat spreaders

Fig. 9는 냉각장치의 전체 무게를 고정한 상태에서 AHS 및 t 변화에 따른 열저항 및 Relative temperature deviation의 수치해석 결과를 나타낸 그래프이다. 수치해석 결과로부터, 설계사양인 대기온도 대비 최대 온도차 조건 (ΔTcell≤40oC, Rth≤2.35K/W)과 온도 균일도 조건을 만족하면서 무게를 최소화하기 위한 최적화된 열분산기 두께 및 히트싱크 크기의 조합은 각각 2.1mm와 75×75mm2임을

확인하였다.

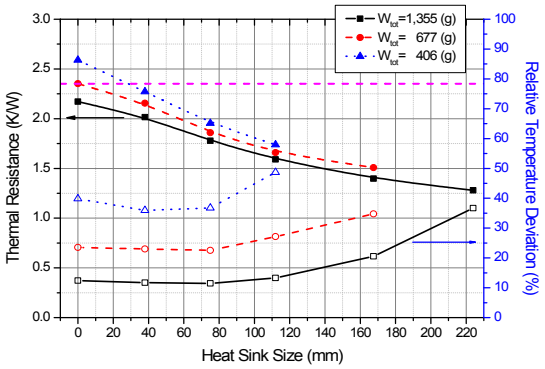


Fig. 9 R_{th} and S variations under the fixed weight condition

5. 결 론

본 연구에서는 자연대류 히트싱크와 열분산기로 구성된 CPV 모듈용 냉각장치의 열분산기 두께 및 히트싱크 크기가 열성능에 미치는 영향을 수치 해석적 방법을 이용하여 수행하였다. 수치 해석은 상용 코드인 ICEPAK을 이용하였으며, 격자수 변화에 따른 해석결과의 정확도를 확인하기 위하여 Grid test를 수행하였다. 또한, 기존 실험결과와의 비교를 통하여 수치 해석 결과의 타당성을 검증하였다. 발열량과 대기온도를 17W, 20 ℃로 각각 고정하고 열분산기 두께를 2mm - 10mm, 히트싱크 크기를 38×38 mm^2 - 224×224mm^2으로 각각 변화시키면서 냉각장치의 열성능을 평가하였다. 히트싱크의 내부형상은 기존 연구자들에 의해 개발된 상관식을 이용하여 최적화하였다. 해석결과로부터 히트싱크의 크기를 증가시키는 것이 최대 온도차 감소 측면에서는 이점을 가지지만, 온도 균일도를 향상 측면에서 항상 유리하지 않다는 것을 확인하였으며, CPV 모듈과 같이 국부적인 발열부가 존재하는 경우, 분산 열저항이 냉각장치의 열성능에 큰 영향을 미침을 확인하였다.

후 기

본 연구는 2015년도 국가과학기술연구회 및 한국기계연구원 지원으로 수행되는 주요사업의 일환으로 수행되었습니다.

Reference

1. Zubi, G., Bernal-Agustin, J. L., Fracastoro, G. V. High concentration photovoltaic systems applying III-V cells, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 13, 2009, pp. 2645-2652.
2. www.spectrolab.com/DataSheets/TerCel/C1MJ_CDO-100.pdf
3. Kumar, B., Baskara Pandian, T., Sreekiran, E., Narayanan, S., Benefit of Dual Layer Silicon Nitride Anti-reflection Coating, Proceedings of the 31st IEEE Photovoltaic Specialists Conference, Orlando, 2005, pp. 1205-1208.
4. Do, K. H., Han, Y. H., Choi, B. I., Kim, M. B., Experimental Investigation on the Thermal Performance of a Heat Spreader Module for the CPV Cooling, Journal of the Korean Solar Energy Society, Vol. 31., No. 4. 2011, pp. 95-102.
5. Bar-Cohen, A., Iyengar, M., Kraus, A. D., Design of optimum plate-fin natural convective heat sinks, J. Electron. Packag., Vol. 125, No. 2, 2003, pp. 208-216.
6. Kim, T. H., Kim, D. K., Do, K. H., Correlation for the fin Nusselt number of natural convective heat sinks with vertically oriented plate-fins, Heat Mass Transfer, Vol. 49, No. 3, 2013, pp. 413-425.
7. Vermeersch, B., De May, G., Dependency of thermal spreading resistance on convective heat transfer coefficient, Microelectronics Reliability, Vol. 48, 2008, pp. 734-738.