

경계면 슬립이 적용되는 Plate-Fin Heat Sink 의 최적형상 설계

Optimal Design of a Plate-Fin Heat Sink with Slip Flow

박부성¹, 박현진¹, 김보홍^{1,✉}

Boo Seong Park¹, Hyun Jin Park¹, and Bo Hung Kim^{1,✉}

¹ 울산대학교 기계공학부 (School of Mechanical Engineering, University of Ulsan)
✉ Corresponding author: bohungk@ulsan.ac.kr, Tel: +82-52-259-1580

Manuscript received: 2014.10.20 / Revised: 2015.1.21 / Accepted: 2015.1.26

A dehumidifier using a thermoelement has many advantages compare to a dehumidifier using compressor systems. However, it is crucial to optimize the performance of heat sink for improving heat dissipation problem on the heat generation part. In this study, we utilized computational fluid dynamics software to compare Nusselt number, temperature and system efficiency based on fin thickness, flow gap between fin and fin length. Moreover, slip flow on the boundary layer was applied for the further analysis. Our objective in this study is to suggest an optimal fin shape to improve heat transfer with the tendency of performance factor depending on change of the shapes. Our results on the optimization of fin shape and analysis of slip flow will be utilized to enhance the heat transfer in the heat sink which is important in the design of dehumidifier using a thermoelement.

Key Words: Heat sink (히트싱크), Plate-Fin (평판 핀), Slip flow (슬립유동), Thermoelement (열전소자), Convection (대류)

기호설명

A_c = cross-section area of fin
 C_p = specific heat
 F = fin thickness
 FG = flow gap between fin
 h = convection coefficient
 k = thermal conductivity
 L = fin length
 P = fin perimeter
 \dot{Q} = heat transfer rate
 \ddot{Q} = heat flux

T = local temperature of fin
 T_b = base temperature of fin
 T_c = ambient temperature
 T_{sink} = average temperature of heat sink
 V = fan velocity
 x = distance from base
 $\beta = \sqrt{hP/kA_c}$ (non-dimensional number)
 ρ = density
 μ = viscosity
 η_f = efficiency

1. 서론

여름철 장기간의 장마와 높은 습도로 인해 불쾌지수는 상승하고 빨래가 잘 마르지 않는다. 최근 제습기가 개발되어 이런 불편한 환경을 해소해주었지만 아직 기술개발이 미진하여 에너지 효율이 낮아 이를 개선하는 기술이 필요하다. 냉매가스를 사용하는 제습기는 압축기를 포함하여 체적이 크고, 강제유동의 냉각방식으로 작동 중 진동과 소음이 크게 발생한다. 기본모듈만으로 구성하는데도 큰 부피를 차지하여 소형화가 어렵고, 폐기 시에는 냉매가스가 오존층을 파괴하여 환경오염을 유발한다. 이를 대체하기 위한 노력으로 열전소자를 이용한 제습기가 개발되어 소음과 진동이 없으며 소형화가 가능하고 환경적으로도 안전한 장치로 높이 평가받고 있다. 많은 장점에도 불구하고 압축식보다 효율이 낮아 실용화를 위해서는 열전소자 모듈의 효율을 높이는 기술이 필요한 실정이다. 열전소자는 전압에 의한 펠티어효과로 발열부와 냉각부로 나뉘게 되고 제습은 냉각부에서 이뤄진다. 냉각능력은 전압에 따라 증가하지만 최대냉각지점이 존재하게 되면서, 열전모듈의 높은 효율을 위해서는 최대냉각지점을 유지할 수 있도록 하는 것이 중요하다. 따라서 최대냉각을 확보하기 위해 냉각부로 전도 열전달이 일어나지 않도록 하는 발열부의 충분한 방열이 되는 방열시스템인 히트싱크의 최적화가 이뤄져야 한다.¹⁻⁵

히트싱크는 제한된 공간에서도 확장표면을 이용하여 열전달을 촉진해주는 간단하면서도 가장 높은 신뢰성을 가진 방열시스템이다. 열전소자나 전자제품 등의 성능이 고도화되면서 회로집적도가 증가함에 따라 열 밀도가 증가하게 되는데, 히트싱크의 방열성능도 이를 따라갈 수 있는 열적 문제를 해결하는 기술을 확보하여 전자장치의 내구성과 성능을 보장하도록 하는 최적화 기술이 요구된다. 사출, 압출, 다이캐스팅 등 공정에 따라 비용이 다른 히트싱크는 평판 핀, 원형 핀, 환형 핀 등 다양하게 제작되고 완제품의 가격경쟁력을 고려하여 방열 최적화를 위해 적절하게 선정된다. 일반적으로 가장 빠르고 비용이 저렴한 공정이 장점인 단면이 일정하고 우수한 단면감소율을 가진 압출형 plate-fin 히트싱크가 널리 활용되어 이에 대한 연구가 활발히 진행되었다.⁶⁻¹³

Kim¹² 등의 연구는 대칭되는 사다리꼴 plate-fin 에서 하부, 상부, 기저부 두께를 변수로 설정하여, 변수들을 단일로 증가시킬 때 최대온도는 감소하였지만 압력강하가 상승한 것을 보여주었다. 열전

달 향상은 압력강하량이 증가가 동반함을 보여주어, Pareto 최적해 곡선에 따라 설계자의 의도에 맞게 변수값을 제시해주었다.

Teertstra¹⁴ 등은 plate 핀에 수평으로 불어오는 강제대류에서 피치와 두께 간격에 따른 Nu를 발달유동구간, 천이유동구간, 완전발달구간마다 모델링하고 실험적으로 비교하는 연구가 되어, 핀 사이로 통과하는 Re가 클수록 Nu가 증가함을 보이며 열전달은 유동의 발달형태에 상관없이 Re에 관련한 것을 보여주었다. 이에 Kim¹³ 등은 핀 피치와 두께의 수축비에 따른 손실계수를 고려하여 열 저항 분포를 해석하고 최소 열 저항은 피치가 2mm, 두께가 0.55mm인 것으로 제시하였다.

Yu¹⁵ 등은 평판 핀만 이루어진 히트싱크보다 평판 핀 사이에 원형 핀이 있는 히트싱크의 열저항이 30% 낮았지만, 압력강하가 커진 것을 보였다. 장단점 비교인 열저항과 압력강하가 결합한 비율 변수는 원형 핀이 있는 히트싱크가 20% 더 우수한 성능을 나타내어 압력강하가 높아짐에도 불구하고 열전달량이 월등히 향상되는 것을 보였다.

Megahed¹⁶와 Chen¹⁷의 연구에서 벽면의 슬립유동 발생은 마찰요소가 감소하는 것으로 슬립속도가 높아질수록 벽에서 속도기울기는 감소하고 또한, 국부적 마찰과 Nu이 감소하여 운동량 및 에너지 교환이 감소한다고 말한다. 이에 heat sink 핀 벽에서 슬립을 정도에 따른 해석이 필요하게 된다.

기존 연구는 평판 핀에 수평으로 공급되는 유동이므로 말단 부분은 온도가 높은 외기가 공급되어 국부적으로 열전달에 효율이 낮게 된다. 따라서 본 연구에서는 평판 핀 히트싱크에 수직으로 공급되는 유동으로 평판 핀 전체에 동일한 냉기를 제공해주어 열전달 효과를 높이고, 전산유체해석 프로그램인 FLUENT를 사용하여 핀의 피치, 두께, 높이에 따른 핀 성능인 Nu, 온도, 효율을 비교하였다. 더하여 핀 경계면에 슬립율이 적용할 때 성능 변화 경향을 예측하는 연구가 수행되었다.

2. 해석모델

Heat sink는 확장표면을 사용하여 전도에 의한 열전달에 대류를 증가시켜 고체와 유체 사이에서 열전달률을 증가시키는 것이다. 바람에 의한 대류 계수 h 를 증가시킬 경우 부수적인 비용의 상승이 동반되고, 외기온도 T_c 를 낮추는 방법은 비현실적인 경우가 많으므로 표면적을 증가시켜 열전달을

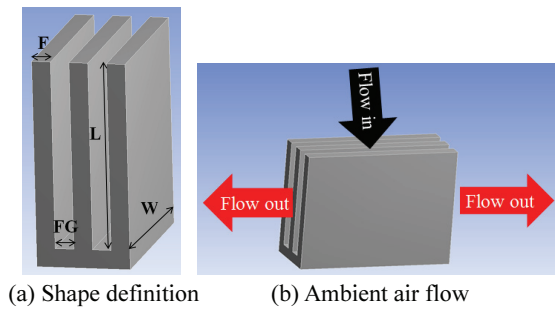


Fig. 1 Schematic description

Table 1 Geometry setting

Geometry part	Size range
Fin thickness (F)	0.5 ~ 1.9mm (gap : 0.2)
Flow gap (FG)	0.5 ~ 2.0mm (gap : 0.1)
Fin length (L)	20 ~ 50mm (gap : 5)
Fin width (W)	40mm (fixed)

을 증가시키게 된다.⁷ 이를 위해 heat sink는 다수의 fin이 배치되고 fin의 배치에 따라 그 성능은 달라지게 된다. 본 연구는 단면적이 일정한 plate-fin으로 구성된 heat sink로 치수와 배치에 따라 성능이 비교되는 것을 본다. 다수의 plate-fin으로 이루어진 heat sink의 모든 형상을 실제화하는 경우 해석을 위한 시간적 손실이 크다. 이를 최소화하기 위해 Fig. 1(a)와 같이 3개의 fin만을 해석하게 되고, 강제유동 상태를 고려하여 가장자리 fin 2개는 외부 유동 영향을 많이 받게 되지만 중앙 fin 1개는 핀 사이 유동공간 flow gap(FG)만의 영향으로 fin의 성능을 볼 수 있게된다. 중앙 fin은 실제화된 heat sink의 fin들을 대표하기 때문에 단순화된 3개의 fin으로 해석하여 중앙fin 측정을 통해 실제 heat sink성능에 대응이 되어 해석을 효율적으로 시행한다. 외기흐름은 Fig. 1(b)로 일정하게 하고, 형상변화에 따른 heat sink 성능은 Table 1과 같이 너비(W)는 일정한 상태에서 plate-fin의 두께(F), 유동공간(FG), 길이(L)의 변화로 heat sink방열성능 경향을 본다. 또한, 외부유동이 벽에 근접한 경계면 슬립 발생에 따라 heat sink 방열효과도 본다.

3. 해석이론 및 구현

3.1 지배방정식

Fig. 2는 단면적 A_c 가 일정한 평판 fin에 fin 높이 x 에서 미소길이 Δx 의 열전달을 모식한 것이

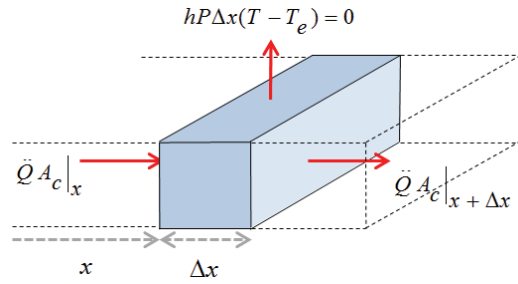


Fig. 2 Schematic description of heat transfer in plate fin

다. 열에너지 보존법칙에 따라 투입 열량과 열 이동량은 같으므로 식(1)과 같이 나타낸다. 식(1)은 T 에 대한 x 의 미분방정식형태의 식(2)로 고쳐지고 기부인 $x=0$ 와 fin 끝단 $x=L$ 의 경계조건을 대입하여 정리하면 식(3)과 같이 fin 길이에 따른 온도분포 방정식으로 표현된다. fin전체 길이에 대한 열전달률 식(4)에 식(3)을 대입하면 길이마다 달라진 fin 온도차에 따른 통합 열전달률인 식(5)가 된다. fin방열효율은 fin전체가 기부온도로 최대 열전달이 일어나는 것에 대한 통합 열전달률의 비로 식(6)과 같이 된다.¹⁸

$$\dot{Q}_c A_c \Big|_x - \dot{Q}_c A_c \Big|_{x+\Delta x} - hP\Delta x(T - T_e) = 0 \quad (1)$$

$$kA_c \frac{d^2 T}{dx^2} - hP(T - T_e) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{T - T_e}{T_b - T_e} = \frac{\cosh \beta(L - x)}{\cosh \beta L} \quad (3)$$

$$\dot{Q} = \int_0^L hP(T - T_e) dx \quad (4)$$

$$\dot{Q} = \frac{hP}{\beta} (T_b - T_e) \tanh \beta L \quad (5)$$

$$\eta_f = \frac{\dot{Q}}{hPL(T_b - T_e)} = \frac{\tanh \beta L}{\beta L} \quad (6)$$

3.2 성능비교요소

Fin은 전도에 의해 내부에서 열에너지가 이동되고 외기의 대류에 의해 열 에너지가 방출되어 온도는 base부터 끝단까지 식(3)과 같은 포물선형태로 감소한다. 열전달은 외기와외의 온도 차 $(T - T_e)$ 가 클수록 잘 일어나지만 대류에 의한 냉각이 잘

Table 2 Material property

Region	Property variable	Value
Fin	ρ (kg/m^3)	2700
	C_p ($J/kg \cdot K$)	871
	k ($W/m \cdot K$)	200
Ambient air	ρ (kg/m^3)	1.225
	C_p ($J/kg \cdot K$)	1006
	k ($W/m \cdot K$)	0.0242
	μ ($N \cdot s/m$)	1.789e-05

Table 3 Operating condition

Operation condition	Variable value
Base heat flux (\dot{Q})	0.05W/mm ²
Ambient temp. (T_e)	30°C
Fan velocity (V)	3m/s

될수록 더 짧은 fin 길이 내에서 온도가 빨리 낮아진다. 온도 차가 작은 구간에서는 상대적으로 효과적이지 않은 열전달이 발생하므로 이에 대한 효율성 비교가 되어야 한다. 따라서 heat sink 성능을 비교하는 첫 번째 요소는 전도 열전달에 대한 대류열전달 비를 구하는 Nu이며, 두 번째 요소는 Fig. 1(a)에서 해석으로 도출된 중앙 fin의 앞, 중간, 끝 부분의 fin 전체길이에 대한 온도분포를 평균화하여, 각각의 fin으로 형성되는 heat sink의 온도를 비교하는 T_{sink} 이다. 세 번째 요소는 열전달 효율성을 판단하는 식(6)에서 정리된 η_f 로 한다.

3.3 프로그램 구현

설계변수로 인해 Heat sink형상은 다양하게 변하고 열/유동해석이 반복적으로 수행되므로 이를 해석을 하기 위한 전산유체 해석프로그램으로 ANSYS FLUENT 14.5를 사용하였다. 해석형상은 3차원으로 작성하였으며 mesh는 fin사이 유동공간의 표현이 잘 되어야 하므로 proximity를 사용하여 좁은 외기영역은 조밀한 격자를 생성하고 넓은 외기영역은 듬성한 격자를 생성했다. 또한, fin벽에서 유동분포 해석정도를 높이기 위해 inflation layer를 3으로 주었다. Fin과 외기의 물성치는 Table 2와 같으며, Heat sink base에서 들어오는 열전소자의 열에너지, 강제대류 외기조건은 Table 3과 같이 설정했다. 수학적 모델은 히트싱크를 통과하는 공기유동

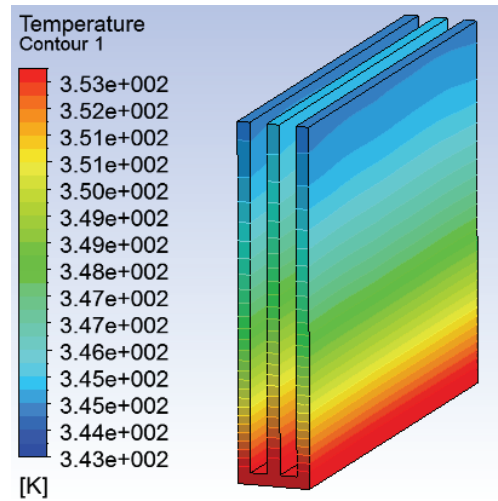


Fig. 3 FLUENT analysis result (F=1.1mm, FG=1.5mm, L=30mm)

의 특성을 묘사해주는데 유용한 k-ε 난류모델을 사용하고, 해석알고리즘은 운동량방정식에 나타난 압력수정을 위해서 SIMPLE 방법을 사용하였다.^{12,15} 수렴성은 continuity, x-velocity, y-velocity, z-velocity, energy가 각각 6.28e-03, 1.78e-03, 1.85e-03, 2.46e-03, 1.40e-06으로 되어 해석 수렴성에 문제는 발생하지 않았다. Fig. 3은 프로그램 구현 조건으로 해석 완료된 fin의 온도분포로써 3.2절에서 기술한 이론에 근거하여 해석결과를 바탕으로 한 형상별 성능을 비교한다.

4. 최적화

4.1 두께 및 유동공간

Fig. 4는 fin 길이(fin length, 이하 L)가 30mm로 변화 없이 일정할 때, fin 두께(fin thickness, 이하 F) 별 fin 사이 유동공간(flow gap, 이하 FG)에 따른 성능요소인 Nu, T_{sink} , η_f 의 분포이다.

Fig. 4(a)는 Nu수를 나타내며 전체에 대해 1보다 크기 때문에 전도보다 대류 열전달이 된 것을 볼 수 있다. FG가 같을 때 F가 클수록 Nu수가 커지게 되는데 이는 F가 커지면서 열유속이 받는 base 면적이 증가함에 따라 열에너지를 많이 받게 되고 전도 열전달보다는 대류 열전달로 방열이 많아지는 것을 말한다. F에 관계없이 FG가 클수록 Nu수는 선형적으로 증가하다가 완만한 증가로 되었다. FG이 넓어지면서 압력강하가 줄어들어 대류

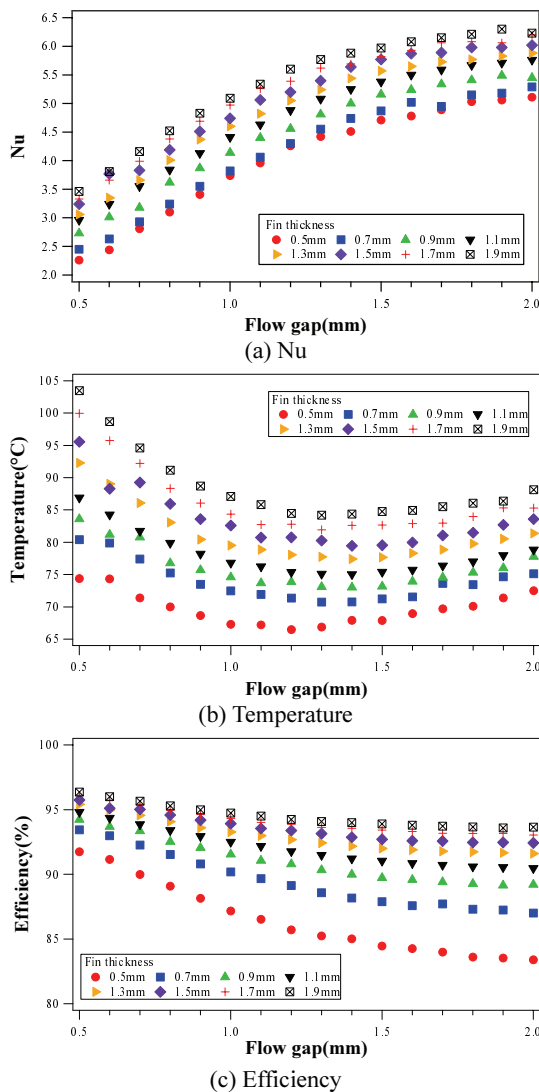


Fig. 4 Heat sink performance corresponding to flow gap and fin thickness at fixed fin length=30mm

가 원활해지고 대류 열전달이 증가하지만, 충분히 이루어진 대류 이상으로 FG를 높이는 것은 base면적 증가에 의한 열에너지 투입에 대해 대류 열전달을 증가시키지 못했기 때문에 Nu의 완만한 상승이 된 것으로 보인다. 따라서 FG 증가에 효과적인 대류상승을 보이는 최적화된 FG는 1.5mm 정도로 선정될 수 있다.

Fig. 4(b)는 heat sink의 내부 평균온도인 T_{sink} 를 나타낸다. F가 클수록 base에서 받는 열에너지가 많아지므로 T_{sink} 는 높게 분포되었다. FG가 가장 작

을 때 온도가 높은 것은 Fig. 4(a)에서 Nu가 가장 작은 결과에 의해 대류가 가장 작기 때문이다. FG가 증가할수록 T_{sink} 는 최소값을 보이고 다시 증가했다. T_{sink} 가 작아지는 FG구간(0.5~1.0mm)에서는 FG가 증가함에 따라 base에서 받는 열에너지가 증가하지만, 유동공간이 넓어지면서 대류 열전달 효과가 더 크기 때문에 온도가 감소하게 된다. 최소 T_{sink} 를 보이는 FG구간(1.0~1.5mm)에서는 FG가 증가함에 따라 base에서 받는 열에너지와 대류 열전달의 효과가 서로 전환되는 균형을 이루는 상태이므로 비교적 비슷한 T_{sink} 를 형성하게 된다. T_{sink} 가 증가되는 FG구간(1.5~2.0mm)은 FG가 증가함에 따라 대류 열전달 증가보다는 base에서 받는 열에너지 증가 효과가 더 커지기 때문에 온도가 상승한다. 따라서 대류냉각에 의해 T_{sink} 를 가장 낮출 수 있는 최적 FG 지점은 1.0~1.5mm로 선정할 수 있고, Fig. 4(a)의 Nu 증가와 관계하여 base에서 받는 열에너지에 대해 대류 열전달이 최적화되어 fin의 냉각이 유지되는 온도를 볼 수 있다.

Fig. 4(c)는 T_{sink} 와 외기의 온도 차에 기반을 둔 열전달 효율성을 보여주는 η_f 를 나타낸다. FG가 증가할수록 효율이 낮아지는 것은 국부적으로 온도 차가 줄어 열전달이 감소하는 것을 말하고, L=30mm인 일정한 경우로 해석되었기 때문에 큰 FG에서는 더 작은 L에서 높은 효율을 만족할 수 있다고 할 수 있다. F가 클수록 fin 단면적 A_c 가 증가하여 base에서 받는 열에너지가 많고 fin 끝단까지 전도가 잘 되기 때문에 fin내부온도는 기부온도 T_b 를 기준으로 적게 떨어져 효율이 높은 분포를 보인다. 반대로 F가 작을수록 A_c 가 감소하여 전도보다는 대류에 의한 방열 효과가 크기 때문에 fin내부온도는 기부온도 T_b 를 기준으로 크게 떨어지므로 효율이 크게 감소한다. F에 관계없이 FG=1.5mm에서 효율이 급격히 감소하다가 완만하게 감소하는 분포가 나타났다. 효율감소가 완만해진 것은 FG 증가에 대류 열전달이 증가하여 최대 효과를 보이다가 최적FG이후 base에서 받는 열에너지 증가효과가 더 커져 fig. 4(b)과 같이 온도가 상승하여 열효율이 증가하였다고 볼 수 있다.

따라서 Fin의 FG와 F 최적형상은 Fig. 4을 통한 Nu, T_{sink} , η_f 의 종합적 관계에 의해 대류와 온도감소 및 효율유지로 냉각과 대류 열전달량을 최대로 할 수 있는 것으로 선정하는 것이 좋다. FG는 Nu 증가 효과를 최대로 하고 T_{sink} 가 최저가 되며 η_f 감소도 완만해지는 1.5mm로 선정하였다. F는 클수

록 Nu이 크고 η_f 이 크지만 T_{sink} 가 너무 높아 냉각이 잘 되었다고 할 수 없으며, F가 작을수록 Nu이 작지만 T_{sink} , η_f 가 가장 작아 열전달량을 최대라고 했다고 볼 수 없다. 적절한 대류 내에 온도감소가 보이지만 효율도 너무 떨어지지 않는 F를 1.1mm로 선정하였다.

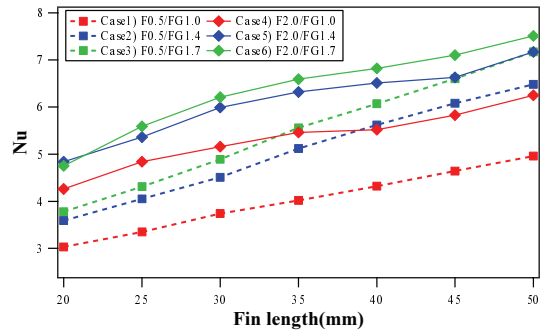
4.2 길이

Fig. 5는 Table 4에서 선정한 형상을 기준으로 fin길이L에 따른 Nu, T_{sink} , η_f 의 분포이다.

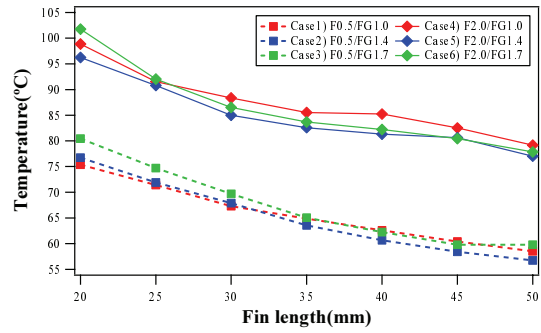
Fig. 5(a)는 L과 Nu수 관계를 나타냈으며, L이 증가할수록 fin 면적이 증가되어 대류 열전달량이 많아지므로 Nu은 높아졌다. 큰 F (실선)는 작은 F(점선)보다 Nu이 컸지만 작은F의 Nu 증가율이 더 크므로 충분히 긴 L부근(50mm)에서는 F 크기간에 Nu차이가 줄어드는 것을 볼 수 있다. FG가 클수록 (녹색선) 높은 Nu을 보였고, L증가에 따라 F값 사이(실선과 점선 사이)의Nu차이를 더 빠르게 감소시켜 주는 것을 보였다. 동일한 F상에서 FG1.0~1.4mm(적색선~청색선)와 FG1.4~1.7mm(청색선~녹색선)의 Nu차이는 FG1.0~1.4mm일 때 상대적으로 많은 차이를 보였다. 이는 똑같은 FG값 변화에 더 효과적인 Nu증가가 나타나는 구간이 있는 것으로 판단할 수 있으며, FG1.4mm 부근까지는 Nu에 미치는 영향이 크을 알 수 있다.

Fig. 5(b)는 L과 T_{sink} 의 관계를 보여준다. L이 증가할수록 대류면적 증가로 대류 열전달량이 많아지므로 온도는 낮아졌다. F가 클수록 fin내부 전도 열전달이 많아지므로 온도는 크게 분포하였다. FG으로 인한 온도변화 중 가장 작은 FG(적색선)이 L= 25~35mm에서 온도 역전현상이 일어난 것을 볼 수 있다. 이는 FG가 작으면 L이 커짐에 따라 수직으로 들어가는 외기의 압력강하가 커져 큰 FG보다 냉각이 어려워짐을 말한다.

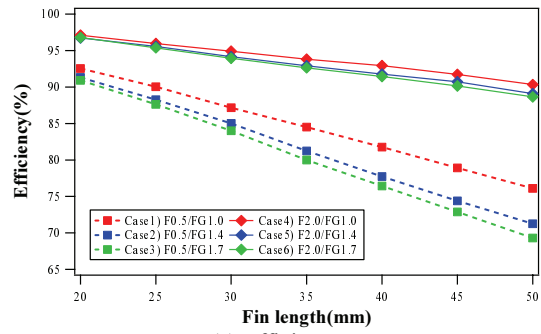
Fig. 5(c)는 L에 따른 η_f 관계로, L이 증가할수록 대류면적이 증가하여 열전달량은 많아지지만 국부적으로 외기와외 온도 차가 작아지는 면적이 증가하므로 η_f 는 낮아진다. F가 크면 fin 내부 전도가 잘 되어 전체적으로 높은 fin 온도를 가지고 있기 때문에 η_f 가 상대적으로 잘 떨어지지 않았고, F가 작을수록 전도에너지가 적어 대류에너지로 빠르게 소산되어 η_f 감소 정도가 크며 L이 길수록 더욱 뚜렷해지고, FG가 커지는 경우도 대류에너지로 소산이 빠르기 때문에 η_f 감소율이 더 컸다.



(a) Nu



(b) Temperature



(c) Efficiency

Fig. 5 Heat sink performance corresponding to fin length

Table 4 Standard geometry

Case	Fin thickness (F)	Flow gap (FG)
Case1	0.5mm	1.0mm
Case2		1.4mm
Case3		1.7mm
Case4	2.0mm	1.0mm
Case5		1.4mm
Case6		1.7mm

L 증가는 대류면적과 직결되어 Nu가 증가되고 T_{sink} 를 감소시키며 효율이 선형적으로 감소하게 된다. Fin. 5(b)의 T_{sink} 결과에서 동일한 F끼리 비교

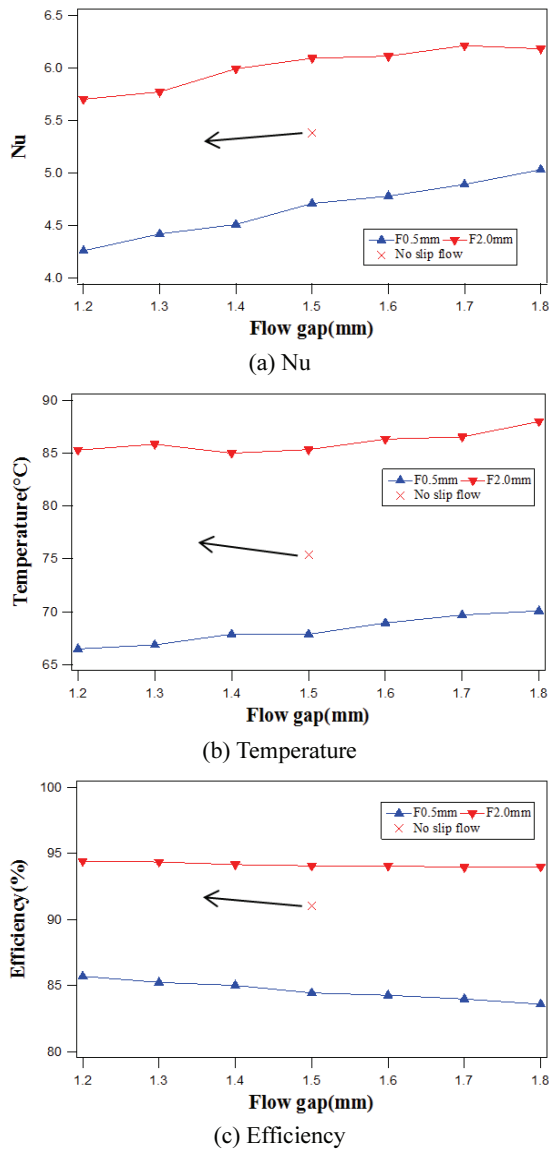


Fig. 6 Geometry tendency according to occurrence of slip flow

를 해보면, 가장 큰 FG(녹색)보다 가장 작은 FG(적색)의 온도감소 기울기가 더 낮았다. 기울기 차이로 인해 FG1.0의 T_{sink} 는 최소 또는 중간을 분포했지만, 최대로 역전되는 교차지점이 F0.5(점선)에서는 $L=25\text{mm}$, F2.0(실선)에서는 $L=35\text{mm}$ 로 확인된다. 이를 통해 L 변화에 T_{sink} 수치 값 상 역전되지 않고 F0.5~2.0에서 온도교차지점이 나타나는 공통된 부근으로써 $L=30\text{mm}$ 로 선정을 하였다.

4.3 슬립유동

fin과 외기유동의 경계면에서 유동슬립이 발생하면 벽과 같은 표면에서 슬립속도가 증가에 따라 유동속도 구배가 달라져 마찰영향이 감소한다. Fig. 6은 4.1과 4.2절의 no-slip 분포에서 선정된 대표형상(F1.1mm/FG1.5mm/L30mm)에서 코팅물질이나 벽면처리 영향 등에 의해 유동슬립이 발생했을 경우 Nu , T_{sink} , η_f 의 이동경향을 보여준다.

Fig. 6(a)에서 Nu 는 감소하여 슬립발생은 fin이 받는 유동마찰을 감소시켜 대류가 감소하는 것을 알 수 있다. 대류가 감소하므로 fin내부 열은 더 많이 잔류하게 되어 Fig. 6(b)에서 T_{sink} 는 높아지고, 외기와외의 온도 차가 커지기 때문에 Fig. 6(c)에서 효율은 향상하는 경향을 가진다. 완전슬립이 될 경우 Nu , T_{sink} , η_f 는 증가 및 감소의 지속적인 경향을 보이다가 결국에는 자연대류 현상에 수렴된다고 볼 수 있다. Fig. 6에 걸쳐 표시된 화살표에서 절대적 크기는 슬립발생의 강도에 따른 Nu , T_{sink} , η_f 수치 값이 변하는 것에 의존하며, 방향성은 no-slip상에서 수행된 형상변화에 따른 성능 수치 값과 슬립발생을 일으킨 경계면 변화에 따른 성능 수치 값끼리의 일치성에 기반하였다. 따라서 슬립발생은 FG가 작고 F가 큰 형상의 no-slip 결과와 동일하게 된다. 이는 대류효과를 줄이고 fin내부 에너지의 증가로 온도가 높아지는 것으로 볼 수 있어 슬립발생은 방열성능이 약해지는 경향이라고 볼 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 Plate-Fin Heat sink의 두께(F), 유동공간(FG), 길이(L)의 변화에 따른 효과적인 방열이 되는 최적형상을 설계 및 경계면 슬립유동이 미치는 영향에 대해 알아보았다.

해석에 용이하게 heat sink를 단순화하여 FLUENT를 이용하여 Nu , T_{sink} , η_f 를 비교하였다.

F가 클수록 많은 열에너지에 의해 Nu , T_{sink} , η_f 가 모두 높았다. FG 증가는 Nu 를 높여주지만 충분히 큰 공간 이상에서는 효과적 증가가 되지 않았으며, T_{sink} 에서도 최소값을 도달한 후 다시 증가했다. η_f 에서는 감소율에 의한 차이를 나타내어 Nu , T_{sink} , η_f 중 대류의 효과적인 상승, 온도감소 및 효율유지로 냉각과 대류 열전달량을 최대로 할 수 있는 $F=1.1\text{mm}$, $FG=1.5\text{mm}$ 를 선정하였다.

L 증가는 대류면적 증가에 직결되어 Nu 는 선

형적으로 증가되지만 F와 FG에 따라 증가율이 차이가 나고 충분히 긴 L에서는 의미가 없었다. T_{sink} 는 감소하지만 최소FG에서 온도분포가 역전되는 교차점이 발생하여 F0.5~2.0에서 온도 교차지점을 보이는 공통된 부근을 기준으로 L=30mm를 선정하였다.

코팅물질이나 벽면처리 영향에 의해 유동슬립이 발생했을 경우 FG가 작고 F가 큰 형상의 no-slip결과와 동일하게 된다. 이는 대류효과를 줄이고 fin내부 에너지의 증가로 온도가 높아지는 것으로 볼 수 있어 슬립발생은 방열능력이 약해지는 경향이라고 볼 수 있다.

본 연구를 통해 효과적인 방열을 위한 heat sink의 plate-fin을 최적화하였다. Heat sink가 사용될 실제 제품은 제한된 공간을 주고 그 공간 속에서 충분한 방열이 되는 fin은 무조건 크고 많기보다는 적절한 배치와 두께 및 길이를 가질 때 효과적인 것을 보았다. 경계면에서 슬립유동이 발생은 실제로 벽에서 나타나는 현상으로 heat sink의 성능에 미소하게 영향을 준다. 또한 방열시스템이 강제유동을 가질 때 전기적으로 작동하는 팬이 속도가 불안정하거나 노후화로 인해 일정하지 않은 외기가 투입될 수 있는데, 이것은 슬립유동을 적용시킨 것으로 예측할 수 있는 방법이 된다.

후 기

This work was supported by the development program of local science park funded by the ULSAN Metropolitan City and the MSIP(Ministry of Science, ICT and Future Planning).

This research was supported by Basic Science Research Program through the National Research Foundation of Korea (NRF) funded by the Ministry of Education (NRF-2014R1A1A2057147).

REFERENCES

- Hwang, J. and Kang, B. H., "An Experimental Study on the Optimal Operation Condition of an Air - Cooler using Thermoelectric Modules," Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 1, pp. 66-72, 2006.
- Kang, S. W., Shin, J. H., Han, H. S., and Kim, S. Y., "A Study on Performance of Thermoelectric Air-Cooling System in Parallel Flow," Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 23, No. 6, pp. 421-429, 2011.
- Kang, B. H., Chang, H. J., Kim, S. Y., and Kim, S. H., "Cooling Characteristics at Hot Side of the Thermoelectric Module for an Air Conditioner," Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 3, pp. 214-221, 2002.
- Lee, D. R., "Investigation of the Optimal Cooling Performance using Peltier Module and Heat Sink," Journal of the Korea Society for Power System Engineering, Vol. 10, No. 4, pp. 65-70, 2006.
- Yoon, H. S. and Oh, Y. K., "A Study on Cooling Characteristic of Thermoelectric Cooling Device using Thermoelectric Phenomenon," KSAE Annual Meeting, No. 4, pp. 483-487, 2009.
- Kim, K. J., "Thermal Behavior of a Hybrid Fin Heat Sink," KSME Spring Annual Meeting, No. 11, pp. 2776-2779, 2012.
- Jang, H. S., Lee, J. S., and Park, D. G., "Heat Analysis for Heat Sink Design using Finite Element Method," Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society, Vol. 14, No. 3, pp. 1027-1032, 2013.
- Jang, M. S., Kim, J. W., and Jung, B. Y., "The Performance Study on Cooling Fin Shape of Car Auto-Transmission Oil Cooler," KSAE Annual Meeting, Vol. 2, pp. 991-998, 2008.
- Kang, H. S. and Song, N. J., "Analysis of Temperature Distribution and Heat Loss for an Asymmetric Trapezoidal Fin," Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B, Vol. 36, No. 4, pp. 377-383, 2012.
- Kwon, G. H., Kim, T. H., and Kim, S. J., "Effects of Slot on the Cooling Performance of a Plate-fin Heat Sink with an Impinging Flow," KSME Spring Annual Meeting, No. 5, pp. 233-234, 2010.
- Lee, S. H., Han, C. H., Chon, M. S., Jeong, S. J., and Park, S. H., "The Fin Configuration Optimization of Peltier Cooling System for Heat Transfer Characteristics," KSAE Annual Meeting, No. 10, pp. 37-42, 2012.
- Kim, H. R., Park, K. W., and Choi, D. H., "Numerical Shape Optimization for Plate - Fin Type Heat Sink," Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 3, pp. 293-303, 2004.

13. Kim, S. Y. and Webb, R. L., "Analysis of Convective Thermal Resistance in Ducted Fan-Heat Sinks," IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, Vol. 29, No. 3, pp. 439-448, 2006.
14. Teertstra, P., Yovanovich, M. M., and Culham, J. R., "Analytical Forced Convection Modeling of Plate Fin Heat Sinks," Proc. of 15th Annual IEEE, Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, Vol. 10, No. 4, pp. 34-41, 1999.
15. Yu, X., Feng, J., Feng, Q., and Wang, Q., "Development of a Plate-Pin Fin Heat Sink and its Performance Comparisons with a Plate Fin Heat Sink," Applied thermal engineering, Vol. 25, No. 2-3, pp. 173-182, 2005.
16. Megahed, A. M., "Variable Viscosity and Slip Velocity Effects on the Flow and Heat Transfer of a Power-law Fluid over a Non-Linearly Stretching Surface with Heat Flux and Thermal Radiation," Rheologica Acta: an international journal of rheology, Vol. 51, No. 9, pp. 841-847, 2012.
17. Chen, C. H., "Slip-flow Heat Transfer in a Microchannel with Viscous Dissipation," Heat and mass transfer, Vol. 42, No. 9, pp. 853-860, 2006.
18. MILLS, A. F., "Heat Transfer 2nd," Prentice Hall Inc., pp. 86-92, 1999.