

Genetic Algorithm 을 활용한 Heat Sink 최적 설계

김원곤
한양대학교 기계공학부

Heat Sink Design Optimization using Genetic Algorithm

Won Gon Kim

School of Mechanical Engineering, Hanyang Univ.

ABSTRACT:

This paper presents the single objective design optimization of plate-fin heat sink equipped with fan cooling system using Genetic Algorithm. The proper heat sink and fan model are selected based on the previous studies. And the thermal resistance of heat sinks and fan efficiency during operation are calculated according to specific design parameters. The objective function is combination of thermal resistance and fan efficiency which have been taken to measure the performance of the heat sink. And Decision making procedure is suggested considering life time of semiconductor and Fan Operating cost. And also Analytical Model used for optimization is validated by Fluent, Ansys 13.0 and this model give a quite reasonable and reliable design.

Key Words: Analytical Model, Arrhenius equation, Accelerated Degradation Test, Characteristic Curve, Flat fin Heat Sink, Genetic Algorithm

기호설명			
A_c	핀의 단면적 넓이	T_{inlet}	히트싱크로 들어오는 유체의 온도
D_h	채널의 수력 지름	T_{max}	히트싱크 바닥면의 최대 온도
f	마찰계수	V_{mean}	덕트에서의 유체 평균 속도
h	열전달 계수	V_{ch}	히트싱크 채널 내에서의 유속
K_c	수축손실계수	η_{fan}	팬효율
K_e	팽창손실계수	x	유동 방향
k	히트싱크 재료의 열전도도	ϵ	표면 다공율
k_{fluid}	유체의 열전도도	ρ	밀도
L^*	수력학적 입구길이	μ	유체의 점성계수
m	질량유량	ν	유체의 동 점성계수
N	핀의 개수 = $W/(b+w)$ 의 소수점이하 내림	Pr	프란틀수
Nu	누셀수	- Design Parameters -	
P_L	핀의 둘레 길이	w	핀 두께
PP	펌핑파워	b	핀 사이의 거리
p	압력	H	핀의 높이
Re	레이놀즈수	W	핀 바닥의 유동방향과 수직한 길이
R_{fin}	핀의 열저항	L	핀 바닥의 유동방향과 평행한 길이
R_{plate}	플레이트 히트싱크가 갖는 전체 열저항	$\# \text{ of fan}$	팬의 종류

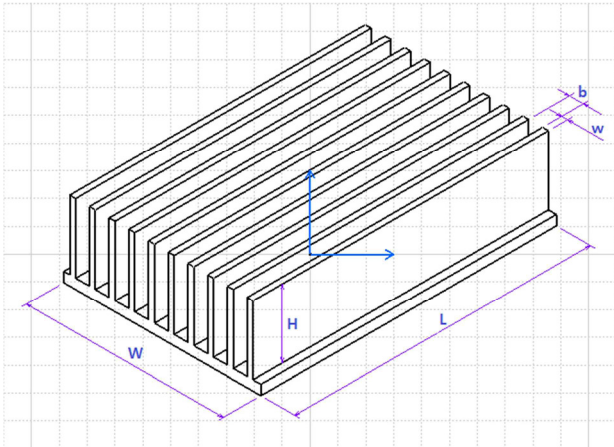


Fig 1. Design Concept

서론

많은 반도체들이 적게는 1W 부터 많게는 수백 W 를 소비한다. 이 중 대부분의 에너지가 열로 전환되어 주위로 발산되는데 이러한 열을 잘 발산 시키기 위해 오래 전부터 Heat Sink 를 활용 하여 왔다. 특히 요즘 들어서 반도체들 중 대부분이 처리속도 향상을 위해 고집적화 되고 이는 발열의 증대를 일으킬 수 있다. 실제로 많은 반도체 제조 회사들은 이를 해결 하기 위해서 Heat Sink 를 거의 의무적으로 반도체에 장착하고 있다. 그러나 몇몇 제품들의 Heat Sink 성능은 소비자들의 기대를 만족 시키지 못하고 이로 인해 소비자들은 추가적인 비용을 들여서 Heat Sink 의 크기를 키우거나 Fan 의 크기를 키우는 등 자체적인 개조를 한다. 그러나 이러한 개조는 온도는 낮출 수는 있으나 팬 소음의 증가와 팬 자체의 소비전력의 증가로 인해 결국에는 경제적이지 못한 효과를 가져 오는 경우 또한 생길 수 있다. 이러한 현상을 방지하기 위해서 Heat Sink 의 초기 설계 과정에서 이러한 소비자들의 요구를 만족하는 Heat Sink 를 설계 해야 한다. 이러한 설계를 하기 위해서 이전에도 많은 연구를 해왔다.

이러한 Heat Sink 를 설계 하기 위해서 일단 Heat Sink 를 수학적으로 모델링 하여야 하는데

Cullham 과 Muzychka [1] 는 Plate Fin Heat Sink 에 Fin 사이의 유동이 Laminar Flow 일 때 특징 레이놀즈수 구간에서의 Developing Flow 와 Fully Developed Flow 의 Nu 수를 예측 할 수 있는 Composite Solution 을 제안 했으며 시험을 통해 2.5%의 오차로 증명 하였다. 이는 Heat Sink

의 열저항을 추정할 수 있는 모델이 되었다. 또한

Muzychka 와 Yovanovich[2] 는 비 원형 채널에서 유동의 마찰계수 식을 모델링 하였고 실험을 통해 증명 하였다. 이를 통해서 Heat Sink 에서 마찰에 의해 발생하는 압력 강하를 예측 할 수 있다.

Cullham 과 Muzychka [3] 는 위 연구를 바탕으로 Plate Fin Heat Sink 의 최적 설계를 수행하였다. 이 때 그들은 열 전달 현상과 유체 마찰에서 발생하는 엔트로피 발생량을 목적 함수로 선정 이를 최소화 하는 최적화를 수행하고 이 결과에 대해서 팬의 특성에 따라 어떠한 작동 조건을 갖는지에 대해서 고찰 하였다.

Lee 와 Oh[4] 는 위 연구결과를 바탕으로 Plate fin Heat Sink 와 Pin Heat Sink 의 해석적 모델을 확립 하고 이 모델을 실험을 통해 검증하였으며 길이와 펌핑 파워가 주어졌을 경우 두 Heat Sink 중 어떠한 Heat Sink 가 효율적인지를 등고선으로 나타내었다.

이번 연구에서는 설계변수를 바탕으로 위 연구에서 고려하지 않았던 여러 팬의 성능곡선을 고려 이에 맞는 작동조건을 찾고 이때 열 저항은 최소로 하며 팬 효율은 최고로 하도록 최적화 하였다. 이때의 온도조건과 팬 구동 전력을 고려하여 작동 Cost 를 선정, 이를 최저로 하는 Fan 과 Heat Sink 을 찾는 것을 최종 목적으로 한다. 이때 히싱크는 $W \times H \times L$ 의 크기를 갖는 유로에 잠겨 있으며 이는 모든 유량이 핀사이로 흐르고 핀 윗쪽으로는 흐르지 않음을 의미 한다. 또한 그 유로를 형성 하는 면은 단열이라고 생각 한다.

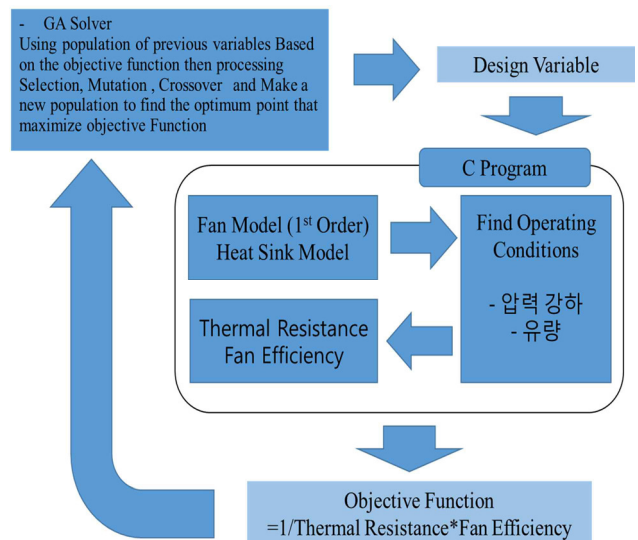


Fig.2 Optimization Process

Analytical Heat Sink Model

1. 열 저항

열전달 계수 h 는 Teertstra 등 [1]에 의해 개발된 다음 식을 이용 하여 구할 수 있다.

$$Nu_b = \left[\left(\frac{Re_b^* Pr}{2} \right)^{-3} + \left(0.664 \sqrt{Re_b^*} Pr^{\frac{1}{3}} \sqrt{1 + \frac{3.65}{\sqrt{Re_b^*}}} \right)^{-3} \right]^{-1/3} \quad (2.1)$$

여기서

$$Nu_b = \frac{hb}{k_f} \quad (2.2)$$

$$Re_b^* = Re_b \frac{b}{L} \quad (2.3)$$

$$Re_b = \frac{V_{ch}b}{\nu} \quad (2.4)$$

$$V_{ch} = \frac{Q}{(W-Nb)H} \quad (2.5)$$

여기서 Q 는 유량, N 은 환의 개수, b 는 환사이의 간격 H 는 환의 높이를 나타내며, 위의 식으로부터 얻어지는 열전달 계수를 이용하여 최종적으로 Plate Heat Sink 의 전체 열저항을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$R_{plate} = \frac{1}{\left(\frac{N}{R_{fin}} \right) + h(N-1)bL} \quad (2.6)$$

여기서 R_{fin} 은 하나의 환이 갖는 열저항을 나타내며, 다음 식을 이용하여 얻을 수 있다.

$$R_{fin} = \frac{1}{\sqrt{hP_L K A_c} \tan h(mH)} \quad (2.7)$$

여기서

$$m = \sqrt{\frac{hP_L}{kA_c}} \quad (2.8)$$

이고 P_L 와 A_c 는 각각 환의 둘레 길이와 환의 단면적 넓이를 나타낸다.

이때 열은 바닥면 전체에 걸쳐 일정하게 전도

될 때 이 모델을 적용 하여 정확한 열저항을 구할 수 있다.

2. 압력 강하

Muzychka 와 Yovanovich [2]에 의하면 사각형 채널에서의 마찰계수, f_{app} 는 다음과 같이 주어진다.

$$f_{app} Re_{Dh} = \left[\left(\frac{3.44}{Dh L^*} \right)^2 + (f Re_{Dh}) \right]^{1/2} \quad (2.9)$$

여기서

$$L^* = \frac{L}{Dh * Re_{Dh}} \quad (2.10)$$

L^* 는 수력학적 입구길이(Hydrodynamic entrance length)를 나타내고, Dh 는 채널의 수력지름(Hydraulic diameter)을 나타낸다. $f Re_{Dh}$ 는 완전발달유동에서의 마찰계수와 레이놀즈 수의 곱을 의미하며, 사각형 채널의 경우 다음과 같은 식으로 나타내어 진다.

$$f Re_{Dh} = 24 - 32.527 \left(\frac{b}{H} \right) + 46.721 \left(\frac{b}{H} \right)^2 - 40.829 \left(\frac{b}{H} \right)^3 + 22.954 \left(\frac{b}{H} \right)^4 - 6.089 \left(\frac{b}{H} \right)^5 \quad (2.11)$$

여기서

$$Re_{Dh} = \frac{V_{ch} Dh}{\nu} \quad (2.12)$$

$$Dh = \frac{b*w}{(b+w)*2} \quad (2.13)$$

이다.

플레이트 환 히트싱크의 입구와 출구에서의 수축(Contraction)과 팽창(Expansion)의 영향은 다음의 수축 손실계수 (Contraction loss coefficient) K_c 와 팽창 손실계수(Expansion coefficient) K_e 를 사용하였다.

$$K_c = 0.42(1 - \epsilon^2) \quad (2.14)$$

$$K_e = (1 - \epsilon^2)^2 \quad (2.15)$$

여기서 ϵ 는 표면 다공율(Surface Porosity)을 의미하며, 다음과 같이 정의 되어진다.

$$\epsilon = 1 - \frac{Nb}{W} \quad (2.16)$$

결국 Plate Fin Heat Sink 에서 발생하는 전체 압력

강하는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\Delta p = \left(\frac{f_{app} N(2HL + bL)}{HW} + K_c + K_e \right) \frac{1}{2} \rho V_{ch}^2 \quad (2.17)$$

위 모델은 실험 데이터와 수치 해석 결과들과 비교하여 검증된 것이고 [1],[2],[3],[4] 실제로 여러 실험 데이터와 비교해본 결과 잘 일치함을 확인할 수 있었다.

Fan Model

3.1 Characteristic Curve of Fan

위 Heat Sink 모델은 강제대류를 기본으로 한 모델이므로 강제 대류를 일으키기 위해서 우리는 Fan의 특성을 고려하지 않을 수 없다. 이러한 Fan의 성능 곡선(Characteristic Curve)를 통해 우리는 팬의 성능과 어떠한 조건에서 동작을 할 수 있을지 알 수 있다.

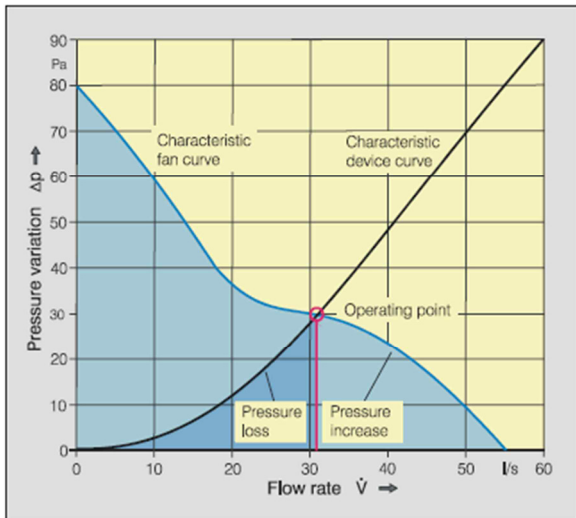


Fig.3 Characteristic Curve of Fan [6]

Fig.3 은 특정 Fan의 성능 곡선을 나타내는 곡선이다 위에서 보면 Characteristic Device Curve와 Characteristic Fan Curve의 교점이 바로 Operating Point가 되는데 이 지점에서 Device에 의한 압력 강하와 Fan에 의한 압력 상승이 상충되어 균형을 이루어 지는 지점으로 이 지점에서 동작 하는 것을 이해 할 수 있을 것이다.

만약에 팬의 출구를 손으로 완전히 막아버리면 이것은 Flow는 0이고 압력상승은 최대가 되는 지점이 Operating Condition이 되고 반대로 팬 앞뒤로 어떠한 흐름의 방해가 주지 않는다면 이

는 Flow는 최대이고 팬에 의한 압력 상승은 0이 되는 지점이 Operating Condition이 된다.

그렇다면 이러한 Operating Condition은 어떤 지점이 되는 것이 좋을지 생각해 볼 수 있다. 이 Operating Condition에서의 Pumping Power는 다음과 같은 식으로 계산 할 수 있다.

$$P_{um\ p\u0304ng\ Power} = \Delta p \ Q \quad (3.1)$$

여기서 Δp 는 Operating Condition의 압력 강하이고 Q는 그때의 유량이다. 그리고 이때의 전체적인 Fan의 효율은

$$\eta_{fan} = \frac{P_{um\ p\u0304ng\ Power}}{Electrical\ Power} \quad (3.2)$$

이러한 η_{fan} 이 떨어지게 되면 팬을 구동하는 모터에서의 발열이 심해지고 또는 팬에 의한 소음이 커지므로 우리는 η_{fan} 또한 고려해서 목적함수를 선정해야 한다. 그러나 우리가 얻은 Electrical Power가 정확한 값인지 아닌지 확신 할 수 없고 팬의 Characteristic Curve 또한 완벽하지 않으므로 조금 다른 정의의 η_{fan}^{\square} 를 정의 하였다.

$$\eta_{fan}^{\square} = \frac{P_{um\ p\u0304ng\ Power}}{Maximum\ P_{um\ p\u0304ng\ Power}} \quad (3.3)$$

여기서 $Maximum\ P_{um\ p\u0304ng\ Power}$ 는 Fan이 낼 수 있는 최대의 Pumping Power로서 특정 팬의 특성곡선에서 한 점으로 찾을 수 있다.

3.2 Fan Modeling

Fig.3. 에서 볼 수 있듯이 원래 Fan의 성능곡선은 복잡한 함수로 표현되어야 한다. 그러나 우리는 이러한 성능곡선의 함수를 얻는 것이 힘들기 때문에 1차 Polynomial 함수로 모델링 하였다.

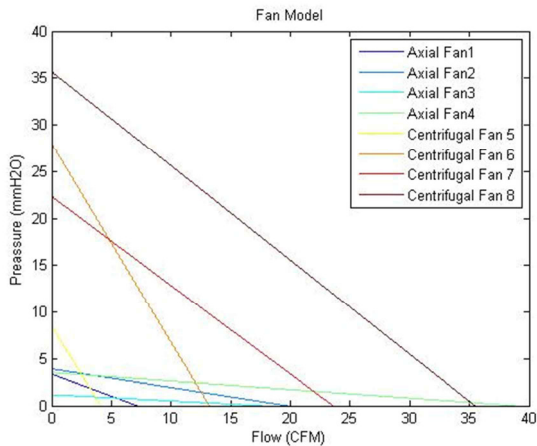


Fig. 4 1st Order Fan Model

Fig.4 는 연구에서 활용한 Fan Model 로서 시장 조사를 통해 Axial Fan 과 Centrifugal Fan 으로 구분하여 Model 을 선정하였다. 각 각의 특성곡선은 최대압력과 최대유량을 각각 절편으로 갖는 1 차 함수로 모델링 하였다. 이때 Centrifugal Fan 이 Axial Fan 보다 높은 압력을 형성 하는 것을 확인할 수 있다. 이와 더불어 각각의 모델의 예상 소비전력 또한 시장조사를 통해 알아내었다. 그러나 여기서 문제 점은 이것은 Fan 의 판매자가 제공한 정보로 Fan 이 과대 평가 되거나 과소 평가 될 수 있다는 점이다. 판매자가 제공하는 정보에 의하면 팬의 효율이 어떤 Fan 은 매우 높고 어떤 팬은 매우 낮은 등 완전히 신뢰하기는 힘들다.

Table 5 Specification of Axial Fan

# of Fan	Size (mm)	Max Press (mmh2O)	Max Flow (CFM)	Electrical Power (W)
1	45X45X10	3.38	7.2	1
2	60X60X25	3.93	19.78	1.5
3	80X80X10	1.18	17.7	1.5
4	80X80X25	3.57	38.88	4.2

Table 2 Specification of Centrifugal Fan

# of Fan	Size (mm)	Max Press (mmh2O)	Max Flow (CFM)	Electrical Power (W)
5	40X40X20	8.5	4.1	1.8
6	60X60X28	27.94	13.2	2.4
7	97X94X33	22.35	23.6	5.28
8	120x120x32	35.7	35.5	6

3.3 Operating Condition & Model Verification

이제 예제를 통해서 위의 모델들을 적용하여 Operating Condition 을 어떻게 찾고 어떤 Objective Function 을 선정할지 생각해보자. 이를 위해서는 Fan 과 Het Sink 의 Geometry 를 알아야 하는데 일단 Fan 은 1 번을 선택하고 Geometry 는 임의의 형상으로

- W = 80 mm
- L = 80 mm
- H = 40 mm
- b = 2 mm
- w = 2mm

로 가정하여 계산하도록 하였다.

그리고 Heat Sink 모델을 도입하기 위해서는 작동유체의 Film Temperature 에서의 물성치를 알아야 하는데 그때 필요한 물성치는 60도의 건공기의 물성치를 사용하였다.

$$k_{f\text{film}} = \frac{3.186}{100} (W/m K) \quad (3.4)$$

$$\rho = 1.0106 (m^3/kg) \quad (3.5)$$

$$\nu = 2.317 \times 10^{-5} (m^2/s) \quad (3.6)$$

$$Pr = 0.692 \quad (3.7)$$

계산은 C 프로그램을 통해 하였고 그래프는 Matlab 프로그램을 활용하여 작성되었다.

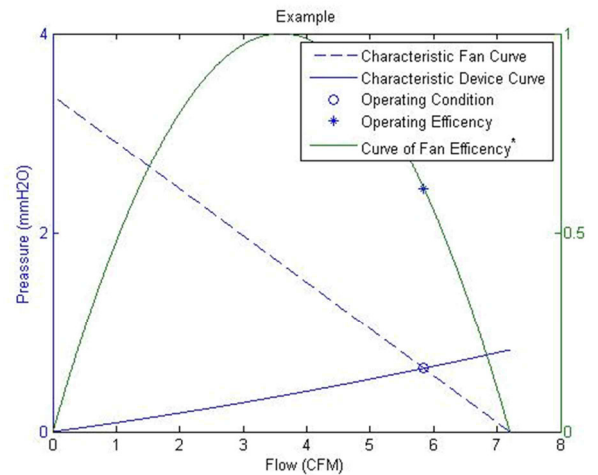


Fig. 5 Operating Conditions of Example

Fig. 5 와 같이 두 특성 곡선의 교점을 찾은 뒤 교점에서의 열저항을 계산 하면 그 값이 예제에서의 Heat Sink Geometry 를 갖는 히트싱크와 1 번 Fan 에 의한 강제대류를 통해 얻을 수 있는 Heat Sink 의 열저항이 된다. 이때 Heat Sink 의 재료가 되는

나므로 고정하고 최적화를 수행하였다.

- Objective Function-

$$f(X1, X2, X3, X4, X5) = 1/R_{pble} * \eta_{fan}^*$$

- Optimization Problem-

Maximize $f(X_i), i = 1, 2, 3, 4, 5$
 Subject to $0.5 \leq X1 \leq 5$
 $0.5 \leq X2 \leq 5$
 $10 \leq X3 \leq 60$
 $X4 = 100$
 $X5 = 150$

4.2 Genetic Algorithm [7]

이 연구에서는 최적화 방법으로 Genetic Algorithm 을 택하였다. 이는 생물의 진화 메커니즘을 모사한 최적화 방법이다. 생물의 염색체가 갖는 이산적인 성질을 기반한 진화의 과정을 적용하기 위해 Design Parameter 의 이산화를 통해 매우 다양한 최적화 문제에 적용 가능하며 이산화된 Design Parameter 를 다룰 때 특히 강점을 갖는다. 이 Algorithm 을 이용하여 전역적인 최적 점을 탐색할 수 있다.

그리고 이러한 Algorithm 의 최적해 탐색 과정을 간략하게 몇 가지 단계로 나누어 설명하고 이번 연구에서는 어떠한 설정을 활용하였는지 설명하도록 한다.

Step.1 유전자형의 결정

Design Parameter 를 이산화 하였을 때 그때 유전형의 길이를 32 bit 길이의 이산화된 데이터로 선정하였다.

Step. 2 초기 유전자 집단의 결정

1 단계에서 결정된 유전자형에서 요소가 다른 다양한 개체를 발생 시킨다. 이때 개체의 수는 400 으로 선정하였다. C 언어를 기반한 프로그램의 속도는 상당히 빠르므로 큰 개체 수를 선정하였다.

Step. 3 각 개체의 적응도 평가

위에서 선정한 400 개의 각각의 적응도를 계산한다. 여기서는 일단 C 언어를 기반으로 위에서 제시한 Fan 모델, Heat Sink 압력강하 모델을 기반으로 하여 작동점을 찾고 거기서 열저항, 팬 효율을 찾아 목적함수를 계산하여 이를 적응도로 평가하

였다.

Step. 4 선택

적응도에 기초하여 다음 단계에서 교배를 수행하는 개체의 생존 분포를 결정한다. 적응도가 큰 개체를 다음 세대까지 생존 할 수 있는 확률을 높게 부여한다.

Step. 5 교차(Crossover), 변이(Mutation) 실행

진화에 있어서 필수적인 교차와 변이를 실행한다. 이는 최적화에 있어서 해가 Local Maxima 에 빠지는 것을 방지하고 전역적인 해를 탐색하게 도와 준다. 여기서 활용한 GA Solver 에서는 이를 각각 확률로 선정 할 수 있는데 변이의 확률을 0.3 그리고 교차의 확률을 0.6 으로 두었다.

Step. 6 종료 전까지 ‘새로운 세대 생성 > 선택, 교차, 변이 > 적합도 평가’ 반복 후, 종료 조건 만족시 수렴된 해(염색체) 도출: 세대생성을 3000 번 생성하게 되면 종료하는 것으로 하였다.

최적화 결과

3. 최적화 결과

최적화를 수행한 결과는 팬의 종류에 따라 모두 8 가지의 최적 설계안을 찾았다. 이때 각각의 팬에 따른 최적화된 Heat Sink 의 Design Parameters 의 값을 차례로 $w_{opt}, b_{opt}, H_{opt}$ 라고 하고 그때의 Heat Sink 의 흰의 개수, 열저항, Fan Efficiency 를 R_{opt}, η_{opt}^*, N 라고 나타내면 다음과 같이 표시할 수 있다.

Table 3 Optimal Heat Sink Designs of Axial Fan

# of Fan	w_{opt} (mm)	b_{opt} (mm)	H_{opt} (mm)	N	R_{opt} (K/W)	η_{opt}^*
1	4.88	1.37	56.8	16	0.4618	0.89
2	1.92	1.9.	59	25	0.1998	0.90
3	1.5	3	60	22	0.241	0.96
4	1.1	2.4	60	28	0.134	0.98

Table 4 Optimal Heat Sink Designs of Centrifugal Fan

# of Fan	w_{opt} (mm)	b_{opt} (mm)	H_{opt} (mm)	N	R_{opt} (K/W)	η_{opt}^*
----------	----------------	----------------	----------------	---	-----------------	----------------

5	0.97	1.46	10	41	0.784	0.9
6	4.73	0.82	41.5	18	0.257	0.9
7	2.47	1.03	48.5	28	0.152	0.91
8	1.86	0.99	46.8	35	0.106	0.9

4. Decision Making Procedures

위의 최적화 결과를 통해서 우리는 각 팬에 맞는 최적형상의 Flat Fin Heat Sink 를 찾았다. 이제는 특정 조건 하에서 어떠한 Fan 을 사용하여 온도를 낮추는 것이 유리한지에 대한 고려가 필요하다. 이때 180W 열량을 발산하는 반도체를 각각의 팬과 최적화된 히싱크를 활용할 때, 반도체의 온도와 온도에 따른 수명, 수명이 다 할 때까지 팬을 가동하는 전기세를 계산 한다. 전기세는 누진세 3 단계를 적용 앞에서 시장조사를 통해 얻은 출력으로 계산을 하였고 누진세 3 단계는 한국에서의 가정용 전기세 중 280.6 W/kWh 가 적용되는 구간을 말하는 것이다. 그리고 여기서 반도체의 수명 추정을 위해서 Accelerated Degradation Test 을 통한 반도체의 열화에 의한 수명을 Arrhenius equation 을 바탕으로 모델링 하는 방법을 활용 하였다.

이와 관련된 연구는 Chul Hee, KIM and 외 2 명 [8] 가 반도체 고장의 원인이 되는 반도체와 패키지를 연결하는 Wire 와 반도체 Pad 의 인접면의 Inter Metallic Compound 의 성장을 온도의 함수로 모델링 하고 이를 확인 하기 위해 IR 수신모듈을 대상으로 3 가지 고온조건에서 가속수명시험을 실시, Arrhenius equation 을 바탕으로 모델을 정립하였다.

Ji Hun, Han [9]는 LED 의 Accelerated Degradation Test 를 수행하고 그 데이터를 바탕으로 LED 열화에 의한 수명모델을 제시하였다. 또한 여러 가지 반도체 고장 메커니즘과 그에 따른 활성화 에너지 데이터 베이스를 제공, 이번 연구에서는 이 데이터를 활용하여 반도체의 활성화 에너지를 알아내었다.

$$\tau = Ae^{\frac{E_a}{kT}} \quad (5.1)$$

여기서 각 기호가 의미하는 바는 다음과 같다.

- τ : Semiconductor's lifetime (hours)
- A : Constant
- E_a : Activation energy (eV)
- k : Boltzmann constant ($8.617 \times 10^{-5} \text{ eV/K}$)
- T : Operation temperature (K)

산화막 파괴, Inter Metallic Compound 의 성장에 의한 파괴 메커니즘들은 온도에 따른 수명 스트레

스 아래니우스 관계식을 사용 할 때 E_a 로 0.3 을 잡는 것이 적절함을 [8], [9] 의 연구 결과를 통하여 알았고 이를 통해 반도체의 수명과 온도의 관계식을

$$E_a = 0.3 \quad (5.2)$$

$$\tau|_{T=333 \text{ K}} = 50000 \text{ hours} \quad (5.3)$$

와 같이 모델링 하였다. 위 식의 의미는 온도가 60 도 에서 가동 시 반도체의 수명이 약 6 년 이라는 의미이고 이를 통해서 A 의 값을 얻을 수 있다.

$$A = 1.2142 \quad (5.4)$$

이를 (5.1)식에 모두 대입하면

$$\tau = 1.2142 \cdot e^{\frac{3481.49}{T}} \quad (5.5)$$

와 같은 수명 스트레스 관계식을 얻을 수 있다.

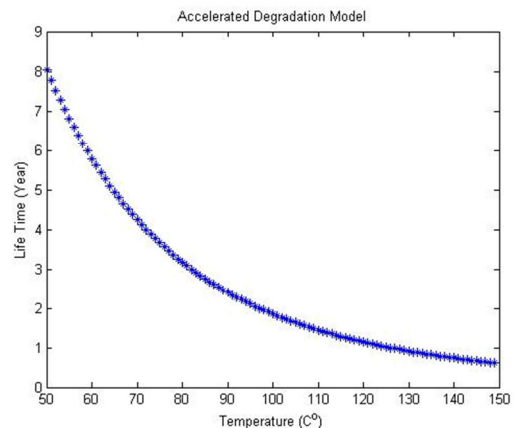


Fig. 8. Life Time & Temperature Relations

위의 관계식을 사용하기 위해서 필요한 경계조건으로서 반도체에서 발생하는 발열량과 흡기의 온도를 다음과 같이 가정하였고 이때 바닥 면의 최고 온도를 반도체 온도와 같다고 가정하여 식 (3.10)을 활용하여 각각의 팬과 최적화된 히싱크를 활용했을 때의 온도를 계산 하였다.

$$T_{max} = R_{pate} \cdot Q^2 + T_{int} \quad (3.10)$$

$$Q^2 = 180 \text{ W}$$

$$T_{int} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

이렇게 구한 온도를 위 반도체 수명 모델에 대

입하여 예측 수명을 계산하였고 그 때 수명기간 동안 팬 구동에 필요한 전기료를 누진세 3 단계를 가정하여 계산 하였다.

Table 6 Maximum Temperature & Life time of Semi Conductor and Electrical Bill using Axial Fan

# of Fan	Temp (°C)	Life Time (year)	Electrical Bill (10 ⁴ W)
1	108.1	1.512	0.3667
2	60.96	5.612	2.0409
3	68.38	4.458	1.6213
4	49.12	8.285	8.4366

Table 7 Maximum Temperature & Life time of Semi Conductor and Electrical Bill using Centrifugal Fan

# of Fan	Temp (°C)	Life Time (year)	Electrical Bill (10 ⁴ W)
5	166.1	0.443	0.1936
6	71.2	4.088	2.3786
7	52.4	7.427	9.5071
8	44.1	9.866	14.3516

위의 정보를 통해서 적절한 팬과 히트싱크를 선정 할 수 있다. 이때 고려 할 점은 수명이 길다고 좋은(Optimal) 것은 아니라는 것이다. 무어의 법칙에 의하면 18 개월 마다 마이크로 칩(반도체)의 집적률은 2 배 증가 한다. 이는 반도체의 수명을 너무 길게 하면 오히려 소비자에게 비 효율적일 수 있다는 의미를 내포한다. 왜냐면 사람들은 남들보다 더 좋은 컴퓨터와 핸드폰을 갖길 원하기 때문이다. 또한 너무 큰 팬을 쓰면 소음과 팬 자체 발열이 증가 할 수 있다는 것이다. 이를 고려하여 η_{fan}^* 을 활용 하여 최적화 하였으나 이는 팬 1 종류에 대한 히트 싱크에 따른 소음과 발열 비교에 적

합하고 팬과 팬끼리 비교 하기 위해서는 η 에 대한 고려가 필요하다. 그러나 이 연구에서는 이에 대한 고려는 시장에서 얻은 데이터의 완전성이 떨어 지므로 고려해서 답을 내지는 않겠다.

결 론

평판 히트 싱크의 최적 설계를 진행 하였다. 이때 강제 대류에 필요한 팬을 1 차 함수로 모델링 하였으며 평판 히트 싱크의 설계 변수가 결정되면 각 유량에서의 압력 강하를 계산하여 Fan 모델과의 교점을 찾아 작동점을 결정 하고 이때의 열 저항, 팬 효율을 계산하는 C 언어 프로그램을 작성 하였다. 이를 CFD 상용 코드 Fluent 를 활용하여 시뮬레이션 한 결과와 비교 하였다. 위 C 언어 프로그램의 결과 중 열 저항과 팬 효율을 동시에 고려한 Objective Function 을 선정, 이를 최대화 하는 단일 목적함수 최적화 문제를 C 언어 기반 Genetic Algorithm Solver 를 통해 풀어 각 팬에 적절한 팬 형상을 찾았다. 또 각 각의 팬과 그에 따른 Optimal Heat Sink 를 180W 의 발열량을 갖는 반도체에 사용 했을 때 바닥면의 온도를 반도체 온도라고 가정하였을 때 아레니우스 식을 이용하여 수명 스트레스 관계를 모델링 하여 수명과 수명이 다 할 때까지의 팬의 전기세를 계산하였다.

감사의글

먼저 이러한 연구 대회를 알려준 제 친구이자 학교 동기인 최재훈 학우에게 감사를 표합니다. 그리고 최적화 Solver 를 제공해 주시고 여러 가지 질문에 성의 있게 답해주신 카이스트 정현 교수님 연구실(Marine Design and Production Systems Lab)의 여승균 조교님 감사합니다. 그리고 이 연구는 사실 제가 저번 학기에 열전달 수업을 들으면서

Table 9 Result Table

# of Fan	Max Press (mmh2O)	Max Flow (CFM)	Electrical Power (W)	w _{opt} (mm)	b _{opt} (mm)	H _{opt} (mm)	N	R _{opt} (K/W)	η_{opt}^*	Temp (°C) <i>Q_{in} = 180 W</i>	Life Time (year)	Electrical Bill (10 ⁴ W)
1	3.38	7.2	1	4.88	1.37	56.8	16	0.4618	0.89	108.1	1.512	0.3667
2	3.93	19.78	1.5	1.92	1.9	59	25	0.1998	0.90	60.96	5.612	2.0409
3	1.18	17.7	1.5	1.5	3	60	22	0.241	0.96	68.38	4.458	1.6213
4	3.57	38.88	4.2	1.1	2.4	60	28	0.134	0.98	49.12	8.285	8.4366
5	8.5	4.1	1.8	0.97	1.46	10	41	0.784	0.9	166.1	0.443	0.1936
6	27.94	13.2	2.4	4.73	0.82	41.5	18	0.257	0.9	71.2	4.088	2.3786
7	22.35	23.6	5.28	2.47	1.03	48.5	28	0.152	0.91	52.4	7.427	9.5071
8	35.7	35.5	6	1.86	0.99	46.8	35	0.106	0.9	44.1	9.866	14.3516

접했던 주제입니다. 그때 한양 대학교 엄석기 교수님께서 발표 후 주신 피드백과 평소에 가르켜 주신 수업 내용이 이번 연구에 정말 큰 도움이 되었습니다. 그리고 학부 시절 학부생 인턴으로 한양대학교 박관규 교수님 밑에서 1년 정도 공부하며 정말 많은 가르침과 연구에 대한 자세를 배운 것 같습니다. 정말 감사하고 또 존경합니다. 그리고 제가 학교를 다니면서 많은 것을 배우고 또 느끼게 해주셨던 모든 한양 대학교 기계공학부 교수님들께 정말 감사하다고 얘기 드리고 싶습니다. 마지막으로 서울에 와서 저를 먹여 주고 재워 주시고 키워 주신 저희 막내 고모님께 정말 감사하고 이 은혜 잊지 않겠다는 말 전하고 싶습니다.

참고문헌

- P. Teertstra, M. M. Yovanovich, J. R. Culham, and T. Lemczyk, 1999, "Analytical Forced Convection Modeling of Plate Fin Heat Sinks," 15th IEEE SEMI-THERM Symposium, pp.34-41
- Y.S.Muzychka and M.M.Yovanovich, 1998, "Modeling Friction Factors in Non-Circular Ducts for Developing Laminar Flow," Proc. 2nd AIAA Theoretical Fluid Mech. Meeting, Albuquerque
- J. R. Culham and Y. S. Muzychka, 2001, "Optimization of Plate Fin Heat Sinks Using Entropy Generation Minimization," IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, Vol. 24, NO. 2, pp. 159-165
- Hwan Hee Oh and Sang Yong Lee, 2004, "Comparison of fluid flow and thermal Characteristics between the plate-fin and pin-fin heat sinks" Ph.D. Thesis, KAIST.
- W.M. Kays and A.L. London, 1984, "Compact Heat Exchangers," McGraw-Hill
- "Advanced Thermal Solution", www.qats.com
- Kyu Dong Kim, 2014, "최적화 파트 경진대회 매뉴얼"
- Chul Hee, KIM and Sun Mi, Hwang and Byung Suk, Song, 2011, "Au Wire 와 Ag Pad 간 확산현상의 가속수명 시험", 한국신뢰성학회 2011년도 춘계 학술발표대회 논문집, pg. 49~54
- Ji Hun, Han, 2013, "LED 가속 시험개발 DB - 신개념 가속수명시험법-", 가속시험보고서