

## Genetic Algorithm을 활용한 Heat Sink 최적 설계

[글] 김원곤  
 한양대학교 기계공학부  
 bethesome@gmail.com

### 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

$A_c$	회의 단면적 넓이
$D_h$	채널의 수력 지름
$f$	마찰계수
$h$	열전달 계수
$K_c$	수축손실계수
$K_e$	팽창손실계수
$k$	히트싱크 재료의 열전도도
$k_{fluid}$	유체의 열전도도
$L^*$	수력학적 입구길이
$\dot{m}$	질량유량
$N$	회의 개수= $W/(b+w)$ 의 소수점이하 내림
$Nu$	누셀수
$P_L$	회의 둘레 길이
$PP$	펌핑파워
$p$	압력
$Re$	레이놀즈수
$R_{fin}$	회의 열저항
$R_{plate}$	플레이트 히트싱크가 갖는 전체 열저항
$T_{inlet}$	히트싱크로 들어오는 유체의 온도
$T_{max}$	히트싱크 바닥면의 최대 온도
$V_{mean}$	덕트에서의 유체 평균 속도
$V_{ch}$	히트싱크 채널 내에서의 유속
$\eta_{fan}$	팬효율
$x$	유동 방향
$\varepsilon$	표면 다공율
$\rho$	밀도
$\mu$	유체의 점성계수
$\nu$	유체의 동 점성계수
$Pr$	프란틀수

### - Design Parameters -

$w$	회 두께
$b$	회 사이의 거리
$H$	회의 높이
$W$	회 바닥의 유동방향과 수직한 길이



에 맞는 작동조건을 찾고 이때 열 저항은 최소로 하며 펌 효율은 최고로 하도록 최적화 하였다. 이때의 온도조건과 펌 구동 전력을 고려하여 작동 Cost를 선정, 이를 최저로 하는 Fan과 Heat Sink를 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.

## 2. Analytical Heat Sink Model

### 2.1 열 저항

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

$$Nu_b = \left[ \left( \frac{Re_b^* Pr}{2} \right)^{-3} + \left( 0.66 \sqrt{Re_b^* Pr}^{\frac{1}{3}} \sqrt{1 + \frac{3.65}{\sqrt{Re_b^*}}} \right)^{-3} \right]^{-1/3} \quad (2.1)$$

여기서

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

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

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

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

여기서  $Q$ 는 유량,  $N$ 은 핀의 개수,  $b$ 는 핀사이의 간격  $H$ 는 핀의 높이를 나타내며, 위의 식으로부터 얻 어지는 열전달 계수를 이용하여 최종적으로 Plate Heat Sink의 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 핀이 갖는 열저항을 나타내며, 다음 식을 이용하여 얻을 수 있다.

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

여기서

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

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

이때 열은 바닥면 전체에 걸쳐 일정하게 전도될 때 이 모델을 적용하여 정확한 열저항을 구할 수 있다.

### 2.2 압력 강하

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

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

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 완전발달 유동에서의 마찰계수와 레이놀즈 수의 곱을 의미하며, 사각형 채널의 경우 다음과 같은 식으로 나타내 어진다.

$$f Re_{Dh} = 24 - 32.527 \left( \frac{b}{H} \right) + 46.721 \left( \frac{b}{H} \right)^2 - 40.829 \left( \frac{b}{H} \right)^3 + 22.924 \left( \frac{b}{H} \right)^4 - 6.089 \left( \frac{b}{H} \right)^5 \quad (2.11)$$

여기서

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

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

이다.

플레이트 힌 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  $\epsilon$ 는 표면 다공율(Surface Porosity)을 의미하며, 다음과 같이 정의 되어진다.

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

결국 Plate Fin Heat Sink에서 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.

### 3. 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

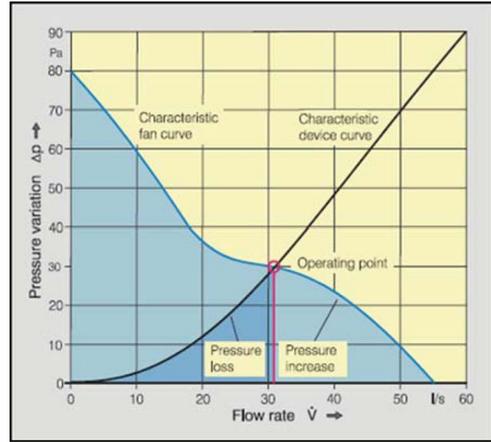


Fig. 3. Characteristic Curve of Fan [6]

성능과 어떠한 조건에서 동작을 할 수 있을지 알 수 있다.

Fig. 3은 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 이해할 수 있을 것이다.

만약에 팬의 출구를 손으로 완전히 막아버리면 이것은 Flow는 0이고 압력상승은 최대가 되는 지점이 Operating Condition이 되고 반대로 팬 앞뒤로 어떠한 흐름의 방해를 주는 장치가 없다면 이는 Flow는 최대이고 팬에 의한 압력 상승은 0이 되는 지점이 Operating Condition이 된다.

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

$$Pumping\ Power = \Delta p * Q \quad (3.1)$$

여기서  $\Delta p$ 는 Operating Condition의 압력 강하이 고 Q는 그때의 유량이다. 그리고 이때의 전체적인 Fan의 효율은

$$\eta_{fan} = \frac{Pumping\ Power}{Electrical\ Power} \quad (3.2)$$

이러한  $\eta_{fan}$ 이 떨어지게 되면 팬을 구동하는 모터에서의 발열이 심해지고 또는 팬에 의한 소음이 커지므로 우리는  $\eta_{fan}$  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 를 정의 하였다.

$$\eta_{fan}^* = \frac{Pumping\ Power}{Maximum\ Pumping\ Power} \quad (3.3)$$

여기서 Maximum Pumping Power는 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. 4는 연구에서 활용한 Fan Model 로서 시장 조사를 통해 Axial Fan과 Centrifugal Fan으로 구분하여 Model 을 선정하였다. 각 각의 특성곡선은 최대압력과 최대유량을 각각 절편으로 갖는 1차 함수

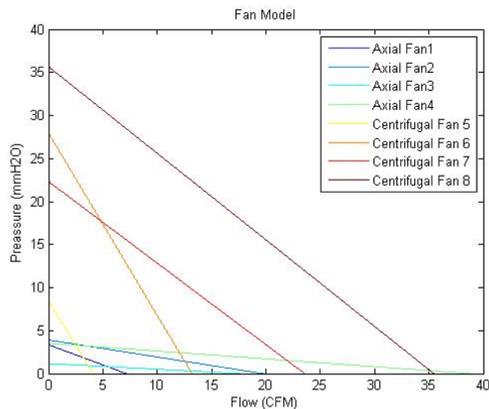


Fig. 4. 1<sup>st</sup> Order Fan Model

Table 1 Specification of Axial Fan

# of Fan	Size (mm)	Max Press (mmh2O)	Max Flow (CFM)	Electrical Power (W)
1	45 × 45 × 10	3.38	7.2	1
2	60 × 60 × 25	3.93	19.78	1.5
3	80 × 80 × 10	1.18	17.7	1.5
4	80 × 80 × 25	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	40 × 40 × 20	8.5	4.1	1.8
6	60 × 60 × 28	27.94	13.2	2.4
7	97 × 94 × 33	22.35	23.6	5.28
8	120 × 120 × 32	35.7	35.5	6

로 모델링 하였다. 이때 Centrifugal Fan이 Axial Fan 보다 높은 압력을 형성 하는 것을 확인 할 수 있다. 이와 더불어 각각의 모델의 예상 소비전력 또한 시장조사를 통해 알아내었다. 그러나 여기서 문제 점은 이것은 Fan의 판매자가 제공한 정보로 Fan이 과대 평가 되거나 과소 평가 될 수 있다는 점이다. 판매자가 제공하는 정보에 의하면 팬의 효율이 어떤 Fan은 매우 높고 어떤 팬은 매우 낮은 등 완전히 신뢰하기는 힘들다.

### 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 Fan과 Het Sink 의 Geometry를 알아야 하는데 일단 Fan은 1번을 선택하고 Geometry는 임의의 형상으로

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

로 가정하여 계산하도록 하였다.

그리고 Heat Sink 모델을 도입하기 위해서는 작동 유체의 Film Temperature에서의 물성치를 알아야 하는데 그때 필요한 물성치는 60°C의 건공기의 물성치를 사용하였다.

$$k_{fluid} = \frac{3.186}{100} (W/mK) \quad (3.4)$$

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

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

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

계산은 C 프로그램을 통해 하였고 그래프는 Matlab 프로그램을 활용하여 작성되었다.

Fig. 5와 같이 두 특성 곡선의 교점을 찾은 뒤 교점에서의 열저항을 계산 하면 그 값이 예제에서의 Heat Sink Geometry를 갖는 히싱크와 1번 Fan에 의한 강제대류를 통해 얻을 수 있는 Heat Sink의 열저항이 된다. 이때 Heat Sink의 재료가 되는 물질의 열전도도가 필요한데 우리는 이 물질을 알루미늄이라고 가정하였다.

$$k = 202 (W/mK) \quad (3.8)$$

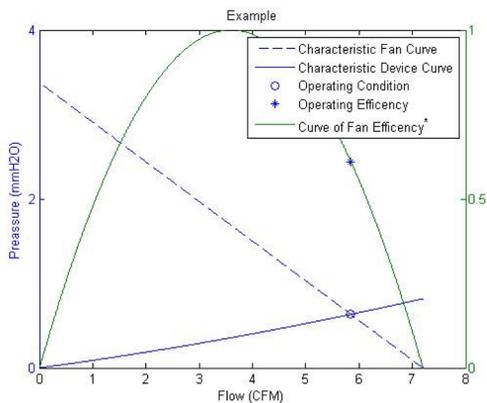


Fig. 5. Operating Conditions of Example

우리가 또한 고려해야 할 것은 저항뿐만이 아니라 팬의 효율 또한 고려해야 하여야 한다. Fig. 5에서 보면  $\eta_{fan}^*$ 가 표시 되어 있다. 예제에서 Operating Condition에서 각 각 열 저항과  $\eta_{fan}^*$  값은

$$R_{plate} = 0.415 (K/W) \quad (3.8)$$

$$\eta_{fan}^* = 0.61 \quad (3.9)$$

로 계산 되었다. 이때 히싱크 바닥의 온도를 다음 식으로부터 계산 할 수 있다.

$$T_{max} = R_{plate} \times \dot{Q} + T_{inlet} \quad (3.10)$$

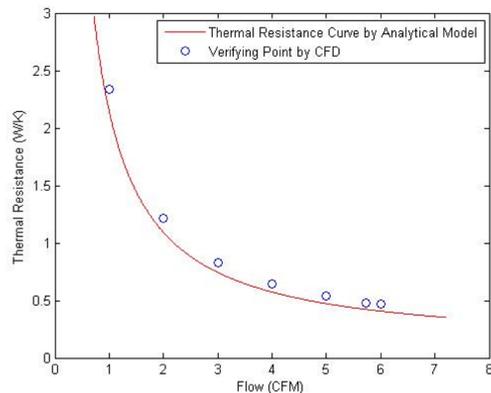
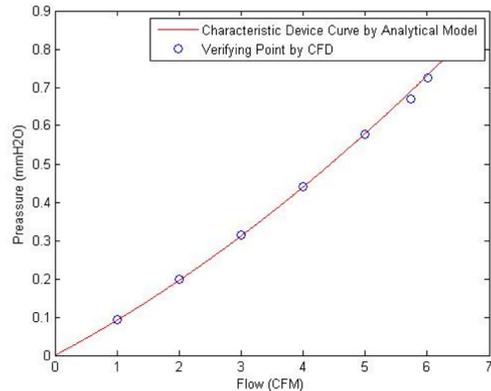


Fig. 6. 7. Fluent를 이용하여 모델 검증

여기서  $\dot{Q}$ 는 Heat Sink 바닥 면이 받는 열량이고  $T_{inlet}$  들어오는 유체의 온도 이다. 그리고 이를 상용 CFD 코드인 Fluent를 통해 검증 해보기로 한다. 이 때 필요한 정보로 유량을 경계조건으로 하여 층류 유동(Laminar Flow)을 가정하고 유체의 물성치를 입구 온도의 공기로 가정하여 시뮬레이션을 진행하였다. CFD 해석 결과를 통해 계산한 열저항과 압력강하 값을 해석 모델의 결과 값들과 비교하여 보았다.

위에서 각 유량이 Heat Sink에 흐를 때 필요한 압력 강하와 그 때의 열 저항 값들이 신뢰 할 수 있고 최적화에 사용하기 적합하다는 것을 확인 할 수 있었다. 두 결과의 최대 오차는 각각

압력 강하	2.8%
열 저항	15.22%

이전 연구 결과들과 같이 모델의 신뢰성을 입증하였다.

## 4. 최적화 문제

### 4.1 문제 정식화

최적화 문제를 해결 하기 위해서 먼저 문제 정식화를 수행하도록 한다 먼저 설계 변수는 다음과 같이 정의 하였다.

- Design Parameters -

$X1 = w$	흰 두께
$X2 = b$	흰 사이의 거리
$X3 = H$	흰의 높이
$X4 = W$	흰 바닥의 유동방향과 수직한 길이
$X5 = L$	흰 바닥의 유동방향과 평행한 길이

- Constraints -

$0.5 \leq X1 \leq 5$
$0.5 \leq X2 \leq 5$
$0.5 \leq X3 \leq 60$
$X4 = 100$

$$X5 = 150$$

$X4, X5$ 를 고정한 이유는 최적화를 수행하였을 때 상한 값으로 포화되는 현상이 계속적으로 나타나므로 고정하고 최적화를 수행하였다.

- Objective Function -

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

- Optimization Problem -

Maximize  $f(X_i), i = 1, 2, 3, 4, 5$

Subjctc to

$$0.5 \leq X1 \leq 5$$

$$0.5 \leq X2 \leq 5$$

$$0.5 \leq X3 \leq 60$$

$$X4 = 100$$

$$X5 = 150$$

### 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 Parameter의 이산화를 통해 매우 다양한 최적화 문제에 적용 가능하며 이산화된 Design Parameter를 다룰 때 특히 강점을 갖는다. 이 Algorithm을 이용하여 전역적인 최적 점을 탐색할 수 있다.

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

#### Step.1 유전자형의 결정

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

**Step. 2 초기 유전자 집단의 결정**

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

**Step. 3 각 개체의 적응도 평가**

위에서 선정한 400개의 각각의 적응도를 계산한다. 여기서는 일단 C언어를 기반으로 위에서 제시한 Fan 모델, Heat Sink압력강하 모델을 기반으로 하여 작동점을 찾고 거기서 열저항, 웬 효율을 찾아 목적함수를 계산하여 이를 적응도로 평가하였다.

**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 Solver에서는 이를 각각 확률로 선정 할 수 있는데 변이의 확률을 0.3 그리고 교차의 확률을 0.6으로 두었다.

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

**5. 최적화 결과**

**5.1 최적화 결과**

최적화를 수행한 결과는 팬의 종류에 따라 모두 8가지의 최적 설계안을 찾았다. 이때 각각의 팬에 따른 최적화된 Heat Sink의 Design Parameters의 값을 차례로  $w_{opt}$ ,  $b_{opt}$ ,  $H_{opt}$ 라고 하고 그때의 Heat Sink

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)	$\eta^*_{opt}$
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)	$\eta^*_{opt}$
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

의  $R_{opt}$ ,  $\eta^*_{opt}$ 의  $N$ 라고 나타내면 다음과 같이 표시 할 수 있다.

**5.2 Decision Making Procedures**

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

이와 관련된 연구는 Chul Hee, KIM and 외 2명 [8]가 반도체 고장의 원인이 되는 반도체와 패키지를 연결하는 Wire와 반도체 Pad의 인접면의 Inter Metallic Compound 의 성장을 온도의 함수로 모델링 하고 이를 확인 하기 위해 IR 수신모듈을 대상으로

3가지 고온조건에서 가속수명시험을 실시, Arrhenius equation 을 바탕으로 모델을 정립하였다.

Ji Hun, Han [9]는 LED의 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 알아 내었다.

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

여기서 각 기호가 의미하는 바는 다음과 같다.

$\tau$ : Semiconductor's lifetime (hours)

A: Constant

$E_a$ : Activation energy (eV)

k: Boltzmann constant ( $8.617 \cdot 10^{-5}$  eV/K)

T: Operation temperature (K)

산화막 파괴, Inter Metallic Compound 의 성장에 의한 파괴 메커니즘들은 온도에 따른 수명 스트레스 아레니우스 관계식을 사용 할 때  $E_a$ 로 0.3을 잡는 것이 적절함을 [8], [9]의 연구 결과를 통하여 알았고 이를 통해 반도체의 수명과 온도의 관계식을

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

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

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

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

이를 (5.1)식에 모두 대입하면

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

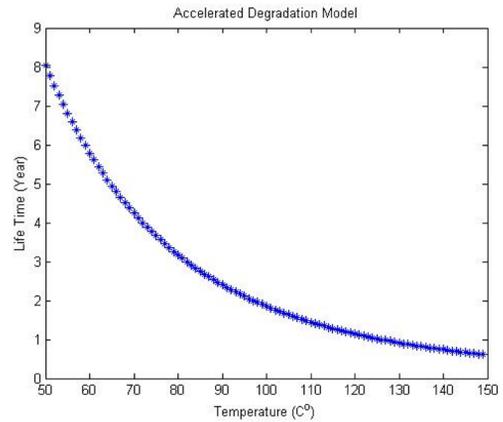


Fig. 8. Life Time & Temperature Relations

와 같은 수명 스트레스 관계식을 얻을 수 있다.

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 각 각의 팬과 최적화된 히싱크를 활용했을 때의 온도를 계산 하였다.

$$T_{max} = R_{plate} * \dot{Q} + T_{inlet} \quad (3.10)$$

$$\dot{Q} = 180 \text{ W}$$

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

이렇게 구한 온도를 위 반도체 수명 모델에 대입하여 예측 수명을 계산하였고 그 때 수명기간 동안 팬 구동에 필요한 전기료를 누진세 3단계를 가정하여 계산 하였다.

위의 정보를 통해서 적절한 팬과 히싱크를 선정할 수 있다. 이때 고려 할 점은 수명이 길다고 좋은 (Optimal) 것은 아니라는 것이다. 무어의 법칙에 의하면 18개월 마다 마이크로 칩(반도체)의 집적률은 2배 증가 한다. 이는 반도체의 수명을 너무 길게 하면 오히려 소비자에게 비 효율적일 수 있다는 의미를 내포한다. 왜냐하면 사람들은 남들보다 더 좋은 컴퓨터와 핸드폰을 갖길 원하기 때문이다. 또한 너무

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 <sup>4</sup> 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 <sup>4</sup> 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

큰 팬을 쓰면 소음과 팬 자체 발열이 증가 할 수 있다는 것이다. 이를 고려하여  $\eta^*_{fan}$ 을 활용 하여 최적화 하였으나 이는 팬 1종류에 대한 히트 싱크에 따른 소음과 발열 비교에 적합하고 팬과 팬끼리 비교 하기 위해서는  $\eta$ 에 대한 고려가 필요하다. 그러나 이 연구에서는 이에 대한 고려는 시장에서 얻은 데이터의 완전성이 떨어 지므로 고려해서 답을 내지는 않겠다.

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)	$\eta^*_{opt}$	Temp (°C) $\dot{Q} = 180$ W	Life Time (year)	Electrical Bill (10 <sup>4</sup> 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

## 6. 결 론

평판 히트 싱크의 최적 설계를 진행 하였다. 이때 강제 대류에 필요한 팬을 1차 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 C언어 프로그램을 작성 하였다. 이를 CFD 상용 코드 Fluent를 활용하여 시뮬레이션 한 결과와 비교 하였다. 위 C언어 프로그램의 결과 중 열 저항과 팬 효율을 동시에 고려한 Objective Function을 선정, 이를 최대화 하는 단일 목적함수 최적화 문제를 C언어 기반 Genetic Algorithm Solver를 통해 풀어 각 팬에 적절한 팬 형상을 찾았다. 또 각각의 팬과 그에 따른 Optimal Heat Sink 를 180 W의 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.

## 감사의 글

먼저 이러한 연구 대회를 알려준 제 친구이자 학교 동기인 최재훈 학우에게 감사를 표합니다. 그리고 최적화 Solver를 제공해 주시고 여러 가지 질문

에 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 접했던 주제입니다. 그때 한양 대학교 엄석기 교수님께서 발표 후 주신 피드백과 평소에 가르쳐 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 한양대학교 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

1. P. Teertstra, M. M. Yovanovich, J. R. Culham, and T. Lemczyk, 1999, "Analytical Forced Convection Modeling of Plate Fin Heat Sinks," 15<sup>th</sup> IEEE SEMI-THERM Symposium, pp.34-41.
2. Y.S.Muzychka and M.M.Yovanovich, 1998, "Modeling Friction Factors in Non-Circular Ducts for Developing Laminar Flow," Proc. 2<sup>nd</sup> AIAA Theoretical Fluid Mech. Meeting, Albuquerque.
3. 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.
4. 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.
5. W.M. Kays and A.L. London, 1984, "Compact Heat Exchangers," McGraw-Hill.
6. "Advanced Thermal Solution",www.qats.com.
7. Kyu Dong Kim, 2014, "최적화 파트 경진대회 매뉴얼".
8. Chul Hee, KIM and Sun Mi, Hwang and Byung Suk, Song, 2011, "Au Wire와 Ag Pad간 확산현상의 가속수명 시험", 한국신뢰성학회 2011년도 춘계학술발표대회 논문집, pg. 49-54.
9. Ji Hun, Han, 2013, "LED 가속 시험개발 DB-신개념 가속수명시험법-"가속시험보고서.