

400kW급 IGBT 인버터용 방열 시스템 설계

이진우

두원공과대학 자동화시스템과

Design of Heat Dissipation System for 400kW IGBT Inverter

Jin-Woo Lee

Dept. of Automation Systems, Doowon Technical College

ABSTRACT

This paper deals with the design of heat dissipation system using the forced air cooling method. It suggests the method of appropriately dividing the whole thermodynamic system into analytical subsystems and also presents the correspondent analytic or experimental equations to subsystems. The experimental results on the designed thermodynamic system for 400kW IGBT inverter show the validity of the proposed design method in the steady state.

1. 서 론

전력용 반도체 소자를 기반으로 한 전력전자 기술의 발전에 따라서 다양한 전력변환장치가 실용화되어 적용되고 있다. 전력변환장치를 개발하기 위해서 반드시 필요한 분야의 하나는 전력용 반도체소자의 사용온도조건을 맞추기 위한 방열설계 분야이다. 그러나, 이 분야는 유체에 의한 대류 열전달을 포함하는 열전달 시스템으로서 기계공학의 영역에 포함되어 전력전자 학문분야에서는 깊이 있게 다루어지지 못한 분야이다.

본 논문에서는 소자의 배치가 특히 중요한 대용량 전력변환장치의 개발에 있어서 소자의 배치를 고려한 방열 설계를 하기 위하여 열전달을 기본으로 한 공랭식 강제 냉각 방열시스템의 설계이론을 정리하고, 이를 바탕으로 400kW급 IGBT 인버터를 위한 방열시스템을 설계하고, 실험을 통하여 제안한 방법의 타당성을 보이고, 향후 관련기술의 발전에 기여하고자 한다.

2. 방열 시스템 설계 이론

공랭식 강제 냉각 방식의 방열시스템 설계는 이론적인 해석에 의한 수식과 이를 바탕으로 한 실험식을 적절히 사용하여 설계할 수 있다. 환(fin)과

기부(base)를 가진 방열판과 냉각 팬(fan)으로 구성된 방열시스템 설계에 필요한 수식 및 실험식은 다음과 같다.

2.1 대류 열전달 계수

공랭식 강제 냉각 방식 방열 시스템에서 공기에 의한 냉각은 방열판 환 내부의 유동에 의한 열전달 때문에 발생한다. 따라서 내부유동에 의한 대류계수를 구하면 대류에 의한 열전달 특성을 구하는 것이 가능하다. 일반적인 방열판의 환 사이의 공간은 작은 사각형 관으로 볼 수 있다. 그런데, 전반적인 연구가 원형 관에 대해서 집중적으로 이루어졌기 때문에 원형 관에 대한 실험식을 사용하여 사각형 관의 대류계수를 구하기로 한다.

대류계수를 구하기 위해서는 표면에서의 무차원 온도 구배인 Nusselt수를 구하여야 하며, 이 값은 표면에서 일어나는 대류열전달의 척도가 된다. 열원인 반도체 소자의 발생손실은 방열판 표면에서 발생하는 일정 표면 열유속[W/m²]으로 볼 수 있다. 따라서, 일정 표면 열유속을 갖는 원형 관의 층류(laminar flow), 천이류(transition flow), 난류(turbulent flow)에 대해서 모두 적용이 가능한 식(1)을 이용하여 Nusselt 수를 구할 수 있다.^[2]

$$Nu_D^{10} = Nu_l^{10} + \left\{ \frac{\exp[(2200 - Re)/365]}{Nu_l^2} + \frac{1}{Nu_t^2} \right\}^{-5} \quad (1)$$

여기서,

적용범위: $0 < Pr(\text{Prandtl수}) < \infty$

$2,100 \leq Re(\text{Reynolds수}) < 1,000,000$

$Nu_l = 4.364$

$$Nu_t = Nu_0 + \frac{0.079(f/2)^{1/2} Re Pr}{(1 + Pr^{4/5})^{5/6}}$$

$Nu_0 = 6.3$

위 식은 $2100 \leq Re \leq 10000$ 에 대하여 실험결과와 잘 일치하고, $2100 \geq Re$ 에 대하여 층류의 결과와 잘 일치하며, $Re > 10000$ 에 대하여 난류의 결과와 잘 일치한다.

Nusselt 수를 이용하여 원형 관의 평균 대류 열 전달 계수는 식 (2)와 같이 계산한다.^[1]

$$h = \frac{Nu_D \cdot k}{D} \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]} \quad (2)$$

여기서, D : 원형 관의 지름[m]

k : 유체의 열전도율[W/m · K]

2.2 Reynolds 수와 수력학적 지름

원형 관내의 유체의 내부유동 특성을 결정하는 중요한 무차원 상수인 Reynolds 수는 식 (3)과 같이 정의된다.^[1]

$$Re_D = \frac{u_m D}{\nu} \quad (3)$$

여기서, u_m : 관 단면에서의 평균 유체 속도[m/s],

D : 관 지름[m], ν : 유체의 동점도[m²/s]

한편, 사각형 관의 유동특성을 원형 관에 대한 근사화를 통하여 계산할 때 적용하는 수력학적 지름(hydraulic diameter)은 식 (4)와 같이 정의된다.^[1]

$$D_h = \frac{4b}{1+a^*} = \frac{4A_c}{P} \text{ [m]} \quad (4)$$

여기서, $a^* = \frac{2b}{2a}$, $2a > 2b$,

$H_D = 2a$: 사각형 관의 높이[m],

$W_D = 2b$: 사각형 관의 폭[m],

P : 접수주변길이[m],

A_c : 유동 단면 면적[m²]

2.3 마찰인자와 압력강하

관내의 내부유동을 유지하는데 필요한 압력강하를 구하면 팬의 동력을 결정할 수 있다. 그리고, 압력강하를 결정하기 위해서는 Darcy(또는 Moody)의 마찰인자(friction factor)를 이용하는 것이 편리하다. 원형 관내의 마찰인자로서 층류, 천이류, 난류에 대해서 모두 적용이 가능한 Fanning 마찰인자는 식 (5)와 같다.^[2]

$$\frac{2}{f} = \left\{ \frac{1}{\left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{10} + \left(\frac{Re}{36500} \right)^{20} \right]^{1/2}} + \left[2.21 \times \ln \left(\frac{Re}{7} \right) \right]^{10} \right\}^{1/5} \quad (5)$$

위 식은 $2100 < Re < 4000$ 에 대하여 실험결과와 잘 일치하고, $2100 > Re$ 에 대하여 층류의 결과와 잘 일치하며, $Re > 4000$ 에 대하여 난류의 결과와 잘 일치한다.

Fanning 마찰인자와 Darcy 마찰인자(f_D)의 관계는 식 (6)과 같다.^[2]

$$f_D = 4 \cdot f \quad (6)$$

한편, 원형 관내의 압력 강하는 식 (7)과 같이 구할 수 있다.^[1]

$$\Delta p = f_D \frac{\rho u_m^2}{2D} L \text{ [N/m}^2 \text{, [Pa]} \quad (7)$$

여기서, u_m : 관 단면에서의 평균 유체 속도[m/s],

D : 관 지름[m], L : 관 길이[m],

ρ : 유체의 질량밀도[kg/m³]

2.4 흰의 열저항

흰과 기부를 가진 방열판 구조는 그림 1과 같이 기부에 흰이 연결되어 있는 구조이며, 흰 끝면으로부터의 대류열전달이 무시될 수 있으므로 끝면이 단열된 것으로 볼 수 있다. 이와 같이 단열 끝면을 가진 흰의 열저항은 식 (8)과 같이 구할 수 있다.^[1]

$$R_{t,f} = \frac{1}{M^* \cdot \tanh(mH_f)} \text{ [}^\circ\text{C/W]} \quad (8)$$

여기서, $M^* = (h k P A_c)^{1/2}$,

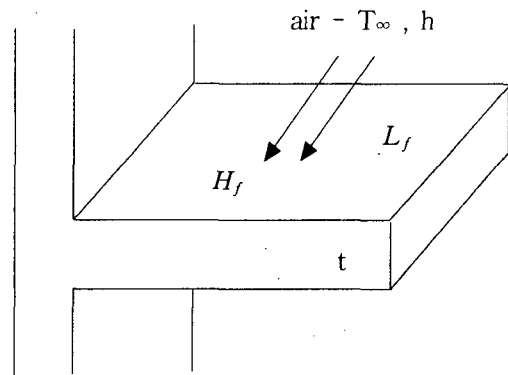


그림 1 단면적이 균일한 흰의 구조

Fig. 1 Fin structure with uniform cross sectional area

$$m^2 = \frac{hP}{kA_c},$$

$$P = 2(t + L_f),$$

$$A_c = t \cdot L_f$$

한편, 방열판 기부에 N개의 흰이 나란히 연결되어 있는 것은 같은 열저항 값을 가진 열저항이 기부에 병렬 연결되어 있는 구조이다. 따라서 방열판에서 흰 부분의 총열저항은 식 (9)와 같이 구할 수 있다.

$$R_{fin-air} = \frac{R_{t,f}}{N} [\text{°C/W}] \quad (9)$$

여기서, N : 방열판 흰의 수

2.5 확산 열저항(Spreading Thermal Resistance)^[3]

일반적으로 방열판 기부부분의 면적은 통상 열원인 반도체 소자의 취부면보다 크다. 이와 같은 경우에는 그림 2와 같이 열원과 방열판의 크기 차이에서 오는 확산 열저항을 고려하는 것이 필요하다.

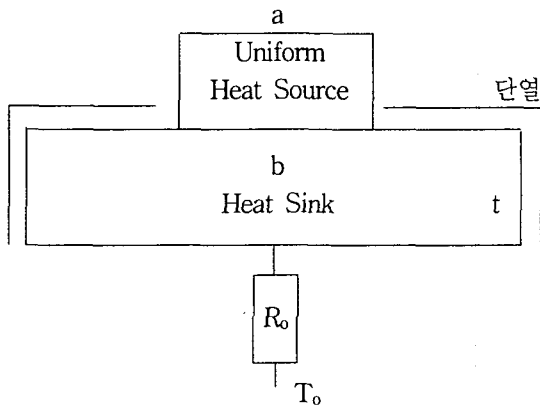


그림 2 확산 열저항 모델
Fig. 2 Spreading Thermal Resistance Model

그림 2에서 원형 균일 열원의 반경은 a, 확산용 원판(방열판의 기부부분)의 반경은 b, 두께는 t, 흰의 총열저항에 해당하는 외부 열저항은 R_0 이며, 열전달은 방열판을 통해서만 발생한다. 한편, 그림 2와 다른 형상을 가진 방열구조의 경우에는 열원과 원판의 등가 반경은 식 (10)과 같이 구할 수 있다.

$$a_s = \sqrt{\frac{A_s}{\pi}}, \quad b = \sqrt{\frac{A_b}{\pi}} \quad (10)$$

여기서, A_s : 열원의 면적

A_b : 확산용 기부면적

확산 열저항을 간단히 나타내기 위한 무차원 상수를 다음과 같이 정의한다.

$$\text{무차원 열원 반경} : \epsilon = \frac{a_s}{b}$$

$$\text{무차원 원판 두께} : \tau = \frac{t}{b}$$

$$\text{유효 Biot 수} : Bi = \frac{1}{R_0 \pi b^2} \frac{b}{k_{hs}} = \frac{1}{R_0 \pi b k_{hs}}$$

$$\text{무차원 열저항} : \Psi = \sqrt{\pi} \cdot k_{hs} \cdot a_s \cdot R_{spread}$$

그림 2에 대한 근사적인 확산 열저항은 위의 상수들을 바탕으로 식 (11)과 같이 구할 수 있다.

$$R_{spread} = \frac{\Psi}{\sqrt{\pi} k_{hs} a_s} \quad (11)$$

$$\text{여기서, } \Psi = \frac{\epsilon \cdot \tau}{\sqrt{\pi}} + \frac{1}{\sqrt{\pi}} \cdot (1 - \epsilon) \cdot \Phi_c$$

$$\Phi_c = \frac{\tanh(\lambda_c \cdot \tau) + \frac{\lambda_c}{Bi}}{1 + \frac{\lambda_c}{Bi} \cdot \tanh(\lambda_c \cdot \tau)}$$

$$\lambda_c = \pi + \frac{1}{\sqrt{\pi} \cdot \epsilon}$$

k_{hs} : 방열판 기부의 열전도율[W/m·K]

따라서 방열판의 총열저항은 확산 열저항과 흰부분의 총열저항이 직렬 연결된 구조이므로 식 (12)와 같이 구할 수 있다.

$$R_{hs} = R_{spread} + R_{fin-air} \quad (12)$$

3. 방열 시스템 설계 및 실험 결과

앞의 방열설계에 대한 식을 바탕으로 방열시스템을 설계하는 것은 시행착오적인 방법을 통하여 이루어진다. 그러나 위의 식들을 프로그램화하여 설계에 적용하는 경우에는 설계시간을 단축할 수 있으므로 설계에 많은 시간이 걸리지 않는다. 방열시스템 설계는 선정된 방열판의 형상과 팬의 특성을 바탕으로 방열판의 온도가 전력용 반도체소자의 사용조건에 맞는 온도인지를 확인하는 것이며, 설계온도가 요구온도를 벗어나는 경우에는 필요에 따라 다른 방열판 또는 팬을 선정하여 방열판 온도를 다시 계산하고 확인하는 절차를 반복한다.

3.1 공랭식 강제냉각 방열 시스템 설계 결과

설계를 통하여 선정된 방열판의 구조는 그림 3과 같고, 팬의 풍량-압력 특성곡선은 그림 4와 같으며, 방열판 각부의 치수는 다음과 같다.

$$W_{hs} = 300[\text{mm}], H_{hs} = 80[\text{mm}], L_{hs} = 300[\text{mm}]$$

$$t_{base} = 12.5[\text{mm}], t_{fin} = 0.8[\text{mm}]$$

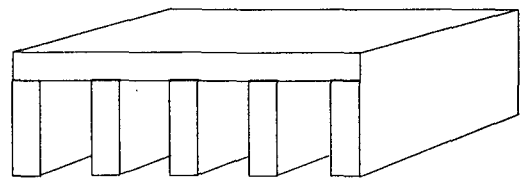


그림 3 방열판의 구조
Fig. 3 Heat Sink Structure

W_D (흰 사이 간격) = 3.2[mm],
 H_D (흰 높이) = 57.5[mm]
 흰 수 = 74 개

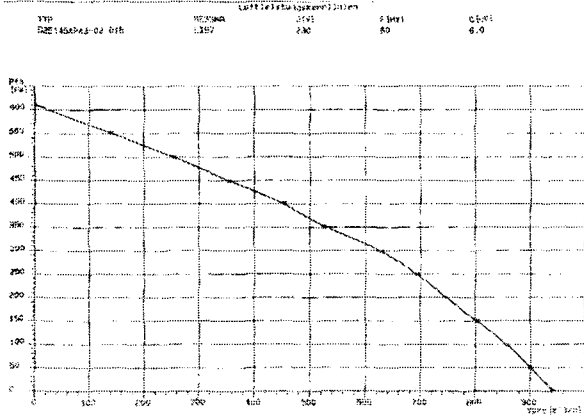


그림 4 팬의 풍량-압력 특성곡선
 Fig. 4 Characteristic Curve of Fan

팬의 특성곡선에서 풍량 $Q_{graph} = 730[m^3/h]$ 과 압력강하 $dP_{graph} = 220[Pa]$ 의 동작점을 선정하고, 동작점의 풍량을 이용하여 그림 3의 방열판에 대하여 계산된 압력강하는 $dP_{HS_cal} = 232[Pa]$ 이다. 팬과 방열판을 결합하여 실험한 유동특성 결과는 $Q_m = 734[m^3/h]$, $dP_{HS_m} = 219[Pa]$ 로서 팬이 특성곡선의 동작점에서 실제로 동작함을 확인할 수 있고, 또한 계산된 압력강하도 신뢰할 수 있는 수치임을 알 수 있다. 실험에서 압력 측정시 팬의 구조를 고려하여 속도가 큰 부분에서 측정하고, 직선부분을 두어 압력 측정점에 따른 영향을 줄였다.

한편 실험에서 측정한 풍량(Q_m)을 이용하여 방열판의 특성을 계산하면 다음과 같다.

평균 대류 열전달 계수 $h = 85.56[W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$
 방열판의 압력강하 $dP_{HS_cal} = 234.5[Pa]$
 방열판 흰의 총열저항 $R_{fin-air} = 0.00841[^\circ C/W]$
 방열판의 총열저항 $R_{hs} = 0.02280[^\circ C/W]$

3.2 설계시스템의 방열특성 실험

앞의 방열시스템 설계결과를 검증하기 위한 온도 실험 장치 사진은 그림 5와 같으며, 실험장치는 냉각 팬, 방열판, 덕트, 온도센서, 히터블록(heater block)으로 구성되어 있다. 방열판의 소자위치와 방열판 온도 측정위치는 그림 6과 같으며, 방열판의 폭은 지지부를 포함해서 336[mm]이다. 전력용 반도체 소자 대신에 같은 크기를 갖는 히터블록을 사

용하여 온도실험을 하였으며, 이것은 실제 인버터를 운전하면서 실험하는데 따르는 기술적인 난점을 피하고, 또한 소자발열량의 계산 값과 실제 값의 오차가 작기 때문에 이와 같은 방법을 사용하였다.

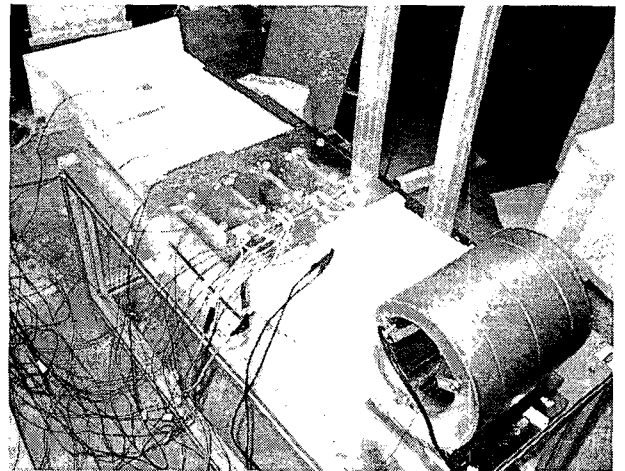


그림 5 400kW급 IGBT 인버터용 방열시스템 시험장치
 Fig. 5 Experimental Setup of heat dissipation system for 400kW IGBT inverter

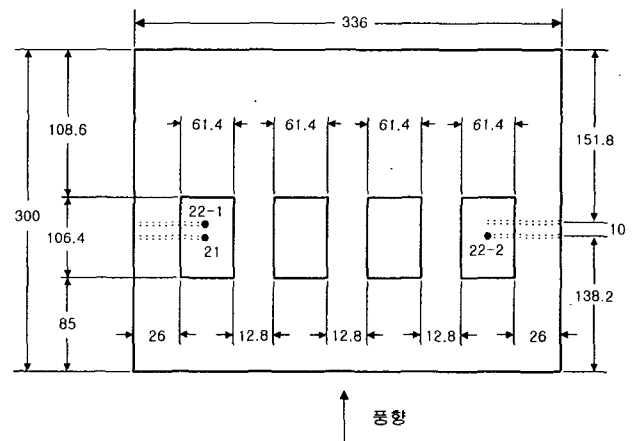


그림 6 방열판의 소자 위치 및 온도측정 위치
 Fig. 6 Device Layout and temperature measurement points on the Heat Sink

400kW급 IGBT 인버터는 4개의 IGBT를 병렬 연결한 구조로 각 상이 설계되었으며, 한 상의 4개 IGBT 위치는 그림 6과 같다. 한 상에서 발생하는 전력손실은 정격부하에서 1868[W]이며, 150[%]부하에서 3243[W]이다. 설계된 방열판의 총열저항을 이용한 정격부하에서 방열판의 온도차는 $dT_{ha_100} = 0.02280 \times 1868 = 42.6 [^\circ C]$ 이다. 실험을 통하여 측정한 정상상태 방열판의 온도는 61.2[$^\circ C$]이고, 공기온도는 22.4[$^\circ C$]이다. 따라서 방열판의 온도차는 $dT_{ha_100_m} = 33.8[^\circ C]$ 로서 계산치의 10[%] 오차 범위 내에 있음을 알 수 있다. 150[%]부하에서 계산한 방열판의 온도차는 $dT_{ha_150} = 74[^\circ C]$ 이고, 측정

한 방열판의 온도차는 $dT_{ha_150_m} = 67[^\circ\text{C}]$ 로서 역시 10[%] 오차 범위 내에 있음을 알 수 있다.

위의 실험결과를 통하여 제시된 방열설계 방법의 타당성을 입증하였다. 한편, 150[%]부하는 통상 1분 과부하정격이므로 향후 방열판 시정수에 대한 연구가 필요할 것으로 보인다.

4. 결 론

본 논문에서는 방열판과 냉각 팬으로 구성된 강제 공랭식 방열시스템을 설계하기 위해서 해석 가능한 세분화된 모델을 제시하고, 모델에 대한 설계식을 나타내었으며, 이를 바탕으로 400kW급 IGBT 인버터의 방열시스템을 설계하고 실험을 통하여 제안한 방법의 타당성을 입증하였다.

본 논문은 두원공과대학 제8차 산학연 컨소시엄연구비 지원에 의하여 연구되었습.

참 고 문 헌

- [1] 이택식, 이재현, 이준식 공역, 열전달 제3판, 사이텍미디어, 1998.
- [2] Sadik Kakac, Ramesh K. Shah, and Win Aung, Eds., Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, Wiley-Interscience, New York, 1987.
- [3] Seaho Song, Seri Lee, and Van Du, "Closed-Form Equation for Thermal Constriction/Spreading Resistances with Variable Boundary Condition", *Proceedings of IEPS Conference*, pp. 111-121, 1994.