©2001 by Kwang Soon Lee

Project II
Thermosiphon을 이용한 Fanless CPU 냉각장치

1 프로젝트의 개요

본 프로젝트의 목적은 차세대 PC를 위한 fanless CPU 냉각장치를 설계하는 것이다. 이 냉각장치는 thermosiphon을 이용하여 CPU의 발열을 PC case의 옆면으로 이송시킨 후, case 옆면의 넓은 열전달 면적을 이용하여 대류 및 복사에 의해 이송된 열을 외부로 자연 방열시키는 구조를 가진다. Heat pipe를 이용한 기존의 열 이송수단은 구조상 유연성이 결여되어 있어 이러한 목적에 사용하기에는 부적합하다.

기존의 fan 냉각방식은 50W 이상의 CPU 발열에 대응하는 데에 한계가 있는 것으로 알려져 있으나, 차세대 CPU는 100W 정도의 발열도 있을 수 있는 것으로 알려지고 있다. 따라서, 새로운 CPU 냉각방법은 CPU의 발전과 함께 매우 중요한 과제로 대두되어 있다.

본 냉각장치는 기본적으로 이러한 차세대 고성능 CPU에 대응하기 위한 장치이지만, 이 방식을 PC내의 주요 발열 부위에 모두 적용하는 경우, 소음, 고장, 먼지 유입의 원인이 모두 제거되는 fanless 무소음 청정 PC가 실현될 수 있다.

본 냉각장치를 설계하는 과정에는

- hydrodynamics의 기초
- 대류, 복사, 전도를 모두 포함하는 열전달
- 상평형에 대한 기초
- 유한차분법을 이용하는 수치해석

등이 이용되며 그밖에도 구조설계, 재료선정 등 다양한 공학적 지식과 감각이 요구된다.

2 Thermosiphon 냉각장치의 기본 구성

2.1 개 요

Thermosiphon 냉각장치의 기본 구성도는 그림 1과 같으며, 기화기, 응축기 및 이들을 연결하는 관로로 구성된 밀폐 시스템이다. 기화기는 발열부품에 부착되어 열을 흡수하며, 이 열은 계 내의 냉매를 증발시키며, 이로 인한 압력 증가로 증기는 관로를 따라 응축기로 이송된다. 응축기는 heat sink에 부착되어 열을 잃으며 이때 증기는 응축

액으로 변환되며, 응축액은 중력에 의해 증발기로 환류되며 자연순환이 이루어진다. 중력에 의한 자연순환을 위하여 응축기는 증발기 보다 높은 위치에 설치되어야 한다.

이상적인 상태에서, 증발기와 응축기 내부 압력은 거의 일치하며, 두 모듈 내에서 냉매기 기/액 평형을 이루고 있으므로 두 모듈은 온도 차이를 거의 갖지 않는다. 그러나 실제로는 불응축 가스의 존재, 증발기와 응축기 사이의 압력차, 응축기에서의 과냉각 등의 이유로 어느 정도의 온도차가 나타난다. 특히 불응축 가스의 영향은 매우 커서 가능한 한 불응축 가스가 장치 내에 존재하지 않도록 주의하여야 한다.

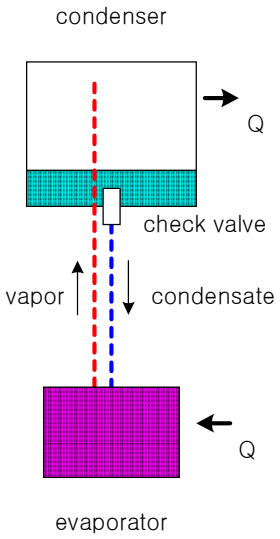

그림 1. Thermosyphon 냉각장치의 기본 구성.

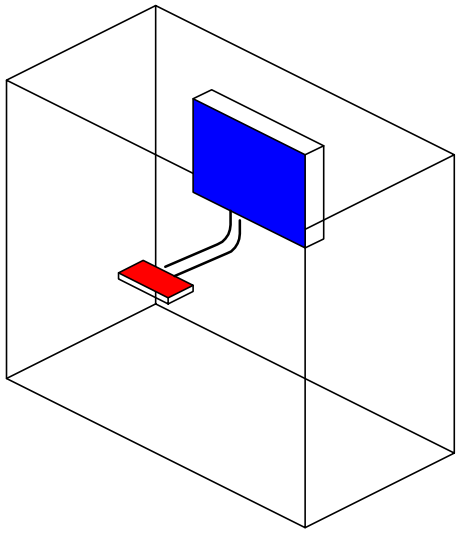

그림 2. PC에 냉각장치를 설치한 모형

2.2 냉 매

냉각장치의 내부에는 냉매만이 기/액 평형상태로 존재하므로 이론적으로는 어떠한 냉매도 사용될 수 있다. 다만, 화학적 안정성, 반응성, 유해성, 가연성 등의 관점과 함께 적절한 증기압, 증발 잠열들을 고려하여 선택된다. 모든 이상적 조건을 다 만족시키는 냉매를 선택하는 일은 쉽지 않으며, 타협에 의해 적절한 냉매를 선택할 수 밖에 없다.

2.3 응축기와 기화기의 구성

응축기 및 기화기는 그림 1과 같이 box형으로 제작함을 가정한다. 재질은 aluminum을 가정하며, 이러한 선택은 aluminum의 가격이 저렴하고, 가공성이 좋으며, 높은 열전도도를 갖기 때문이다.

기화기, 응축기 모두 내부에 열전달 면적을 넓히기 위한 fin 구조를 가지고 있다. 기화기는 액상의 냉매가 차 있으며 nucleate boiling 상태를 유지한다고 가정한다. 응축기는 내부 높이의 20%에 응축액이 차 있으며 나머지 높이의 해당 면적에서 응축이 일어 난다고 가정한다.

2.4 관로

관로는 구리, 알루미늄 등 금속 튜브를 사용하는 것이 기능적으로 완전하나 유연성이 없어 설치, 보수에 문제점을 갖는다.

고분자 재료를 이용하면 유연한 관로를 제작하는 것이 가능하다. 그러나 모든 고분자 재질은 크든 작든 기체 투과성을 가지고 있어 냉매 증기압의 크기에 따라 관벽을 통하여 냉매가 지속적으로 누출되거나, 관벽을 통하여 공기가 순환계 내로 침투되어 들어 갈 수 있다. 이러한 불응축 가스의 침투는 thermosiphon의 성능에 큰 영향을 미치게 된다.

다행히 최근 기체 차단성이 매우 높은 고분자 재료들이 개발됨에 따라 이들을 관로의 제작에 사용할 경우, 고분자의 유연성을 유지하면서도 높은 기체 차단성을 유지할 수 있는 관로의 제작이 가능해 진다.

2.5 Check Valve

냉각장치의 시운전시 증발기에 발생한 증기는 두 관로를 통하여 모두 응축기로 이동될 수 있으며 정상적인 환류가 형성되지 않을 수 있다. 이를 방지하기 위하여 액상관로에는 check valve를 설치하여 증기가 상승하는 것이 자연적으로 차단되도록 하였다. 만약 증기흐름에 대해서는 큰 흐름 저항을 가지나 액체흐름에 대해서는 작은 흐름저항을 가지는 대체적인 방법이 있다면 check valve를 대신할 수도 있을 것이다.

3 기액 평형

냉각장치 내에 냉매 단일 화합물 만이 존재하는 경우, 액상과 기상은 항상 기/액 평형상태를 이룬다. 즉, 압력은 현재 온도에서의 증기압으로 나타난다.

3.1 불응축 기체의 영향

냉각장치 내에는 불응축 기체가 존재할 수 있다. 불응축 기체는 가벼우므로 응축기에 모이게 될 것이며 열저항을 증가 시킬 뿐 아니라, 응축기와 증발기 사이의 온도 편차를 증가 시키는 원인이 된다.

이를 이해하기 위하여 증발기의 압력, 온도를 각각 P_1, T_1, 응축기의 압력, 온도를 각각 P_2, T_2라 하자. 또한 응축기 기상에서 불응축 기체가 차지하는 분율을 y라 하자.

평형상태에서 응축기는 다음의 관계를 만족한다.

$$P_2(1-y) = P_v(T_2) \quad \Rightarrow \quad P_2 = P_v(T_2)/(1-y) \tag{1}$$

여기서 $P_v(T)$는 온도 T에서 냉매의 증기압이다. 한편, P_1은 P_2와 거의 같은 값을 가지며, 증발기에서는 불응축 기체가 거의 존재하지 않을 것이므로

$$P_1 = P_v(T_1) \approx P_2 \quad \Rightarrow \quad P_v(T_1) \approx P_v(T_2)/(1-y) \tag{2}$$

의 관계를 갖는다. 결국, y에 따라 T_1과 T_2는 상당한 격차가 벌어질 수 있음을 알 수 있다.

4 Hydrodynamics: 자연 환류의 원리와 조건

기상흐름이 이루어지기 위해서는 증발기측 압력이 응축기 기체층 압력보다 높아야 하며, 한편 액상흐름이 이루어지기 위해서는 응축기 하부 출구 압력이 증발기 압력보다 높아야 한다. 즉, 그림 3을 참조할 때에

$$P_1 > P_2, \quad P_2 + \rho g H > P1 \tag{3}$$

의 조건이 만족되어야 한다. 이때, 기상흐름측에 볼 때 $P_1 - P_2$은 관로에서의 기상흐름에 의한 압력손실이 되며, 한편 $P_2 + \rho g H - P_1$은 액상흐름에 의한 관로에서의 동압 손실과 check valve 동작을 위해 필요한 정압의 합이 된다. 이들 관계는 결국 P_1, P_2, H가 상호 의존 상태에 있도록 한다.

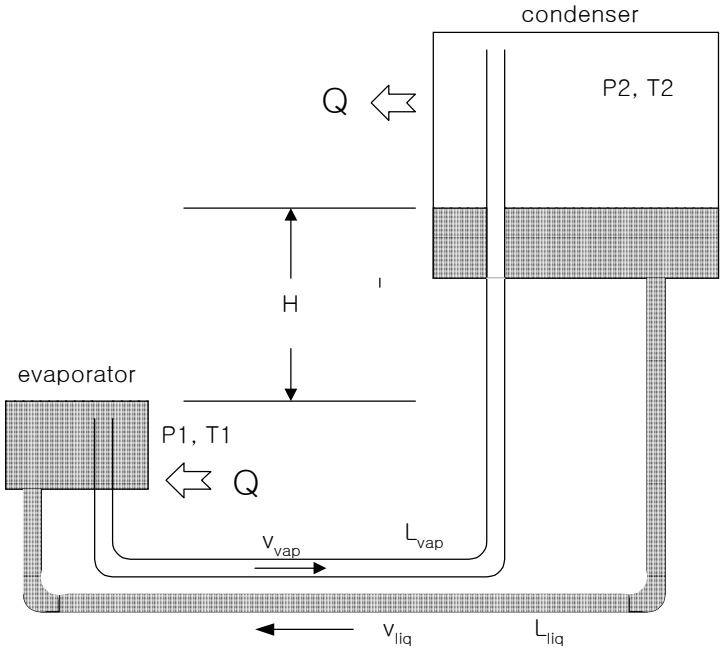

그림 3. Cooling 시스템의 흐름구조.

이러한 상관관계를 명확히 하기 위해 수식을 수립하여 보자.

가정:

(1) 튜브내의 액체 흐름은 laminar이다. (확인 필요)
(2) 튜브내의 기체 흐름은 turbulent이다. (확인 필요)
(3) 증기의 head에 의한 압력은 무시
(4) 관로에서의 열손실은 무시

- 액체흐름의 압력 balance:

$$P_2 - P_1 + \rho_{liq} g H = \Delta P_{tube,liq} = \frac{32 L_{liq}^{equiv} v_{liq} \mu_{liq}}{D_{liq}^2} \tag{4}$$

이 식의 우변은 관로에의 마찰, 연결부에 의한 sudden expansion/contraction 등의 영향을 나타낸 것이며, 관로의 길이를 equivalent length 개념을 도입하여 표현한 것이다. 당연히 $L_{vap}^{equiv} > L_{vap}$이다.

- 증기흐름의 압력 balance

$$P1 - P2 = \Delta P_{tube,vap} = 2 \times 2f(N_{Re}) \frac{\rho_{vap} L_{vap}^{equiv} v_{vap}^2}{D_{vap}} \tag{5}$$

우변의 항은 turbulent 흐름의 관로에서의 압력강하를 나타낸 것으로 연결부위 등에서의 2차적인 압력강하를 포함시키기 위하여 여기서도 equivalent length 개념을 도입하였다. 당연히 $L_{liq}^{equiv} > L_{liq}$이다.

- 식 (4)과 (5)를 더하고 정리하면

$$H = \frac{1}{\rho_{liq} g} \left(\underbrace{\frac{32 L_{liq}^{equiv} v_{liq} \mu_{liq}}{D_{liq}^2}}_{\text{액체 기여분}=\Delta P_{tube,liq}} + \underbrace{2 \times 2f(N_{Re}) \frac{\rho_{vap} L_{vap}^{equiv} v_{vap}^2}{D_{vap}}}_{\text{증기 기여분}=\Delta P_{tube,vap}} \right) \tag{6}$$

- 한편, 각 관로에 순수한 액체 및 증기만이 순환되는 경우, 기체-액체 순환량은 증발기에서의 증발량 만으로 결정되므로

$$Q = \lambda \frac{\pi D_{liq}^2 v_{liq} \rho_{liq}}{4} = \lambda \frac{\pi D_{vap}^2 v_{vap} \rho_{vap}}{4} \quad \Rightarrow \quad v_{liq} = \frac{4Q}{\lambda \pi D_{liq}^2 \rho_{liq}}, \quad v_{vap} = \frac{4Q}{\lambda \pi D_{vap}^2 \rho_{vap}} \tag{7}$$

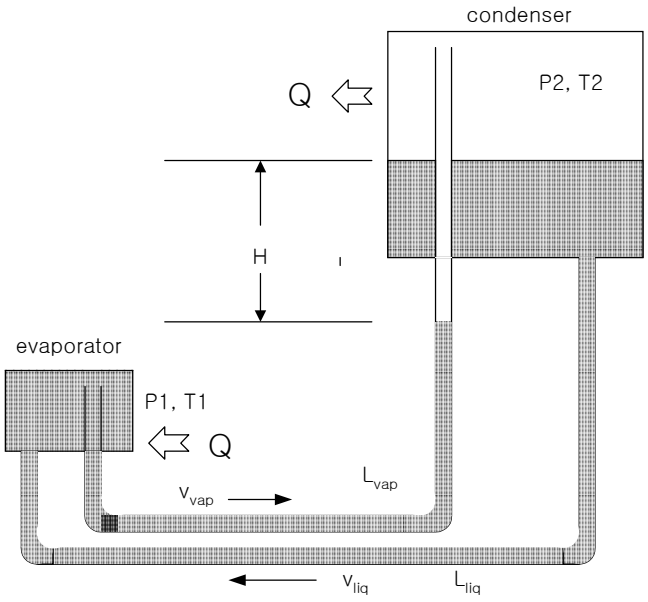

그림 4. 응축기와 증발기의 높이차가 큰 경우에도 액위차는 계산치를 만족시킨다.

식 (7)으로 부터 기상, 액상의 선속도가 구해지면 식 (6)로 부터 H가 결정되며, 다시 식 (4) 혹은 (5)로 부터

$P_1 - P_2$가 결정된다. 응축기와 증발기의 압력차는 두 모듈의 온도차를 일으키는 원인이 된다 (사실은 매우 미세한 영향만 가짐).

여기서 H는 증발기와 응축기의 높이차가 적어도 이 이상으로 유지될 때에만 순환이 가능하다는 것을 의미한다. 한편 실제 증발기와 응축기가 설치되는 위치에 상관없이 H값이 이러한 계산치로 결정된다는 것은 충분한 액위차가 나타나도록 설치하는 경우, 그림 3과 같이 증기배관에 액체가 차 오르며 H가 자연적으로 형성된다는 것을 뜻한다. 엄밀하게는 증기관에 two-phase-flow가 일부 형성되며 더 큰 압력 강하가 나타날 것이다.

앞에서 행한 hydrodynmaics에 관한 해석은, 튜브의 내경을 결정하는 데 이용된다. 이를 위해서는 먼저 주어진 제열량 Q에 대해, 허용 가능한 최대 H 값을 설정한 후, 이를 만족시키는 튜브의 최소 내경을 계산하는 과정을 밟는다. 여기서, 증기관과 액체관의 내경이 같을 필요는 물론 없다.

5 열전달과 온도 분포

5.1 열전달 계통의 이해

냉각 시스템의 열전달 계통은 그림 5과 같이 도식화 할 수 있다. 여기서 열저항은

$$Q\ (\mathrm{W}) = \frac{1}{R}\Delta T\ (^{\circ}\mathrm{C}), \quad R = [^{\circ}\mathrm{C/W}]$$

와 같이 정의한다.

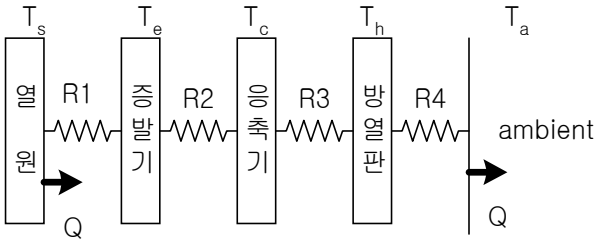

그림 5. 냉각 시스템의 온도 및 열저항 분포.

각 열저항은 다음의 요소로 구성된다.

- R_1 열원과 증발기 사이의 접촉저항 + 증발기 내부의 film 저항
- R_2 관로 흐름저항에 의한 증발기와 응축기 사이의 압력 차, 응축기 내부의 불응축 가스에 의해 발생되는 증발기와 응축기 사이의 온도차를 나타내는 열저항
- R_3 응축기 내부의 film 저항, 응축기와 방열판 사이의 접촉 저항
- R_4 대류와 복사에 의한 열저항

각 열저항은 더 세분화하여 정밀하게 표현하는 것이 가능하나, 어차피 불확실한 요소들이 많아 일단 이런 정도로 표현하기로 한다.

그림 5과 같이 모식화하였을 때 전열량 Q는 다음의 관계식을 만족한다.

$$Q = \frac{1}{R_1}(T_s - T_e) = \frac{1}{R_2}(T_e - T_c) = \frac{1}{R_3}(T_c - T_h) = \frac{1}{R_4}(T_h - T_a) \tag{8}$$

이 식으로 부터 각 지점에서의 열저항값을 알고 있으면 T_s, T_e, T_c, T_h는 Q와 T_a의 함수로 결정된다. 즉, 식 (8)를 정리하면

$$\begin{aligned} T_h &= T_a + QR_4 \\ T_c &= T_a + Q(R_3 + R_4) \\ T_e &= T_a + Q(R_2 + R_3 + R_4) \\ T_s &= T_a + Q(R_1 + R_2 + R_3 + R_4) \end{aligned} \tag{9}$$

여기서, 각 열저항은 상황에 맞는 적절한 열전달 계수 식을 이용하여 계산할 수 있다. 단, 방열판은 공간적으로 온도분포를 가지므로 온도가 T_h로 일정한 값을 갖지 않을 뿐 아니라 대기와의 열저항이 위와 같이 선형꼴로 간략히 표현되지 않는다.

5.2 평판 Heat Sink의 열저항

PC의 옆판을 heat sink로 사용하는 것은 는 현재 사용되고 있는 PC의 방열에 적합한 것으로 사료된다. Heat sink와 대기 사이의 열저항이 전체 열저항의 대부분을 지배하므로 이를 정확히 표현하는 것은 매우 중요한 일이다. 그러나 heat sink에는 넓은 온도분포가 형성되며, 응축기의 크기, 배치 등에 따라 그 분포가 큰 영향을 받으므로 열저항을 간략히 표현하는 것은 불가능하며 온도분포 식을 구성하고 수치적으로 해를 구할 필요가 있다.

이를 위해 먼저 다음의 가정을 도입한다.

- 두께 방향 ($z-$direction)으로의 온도 분포는 무시된다.

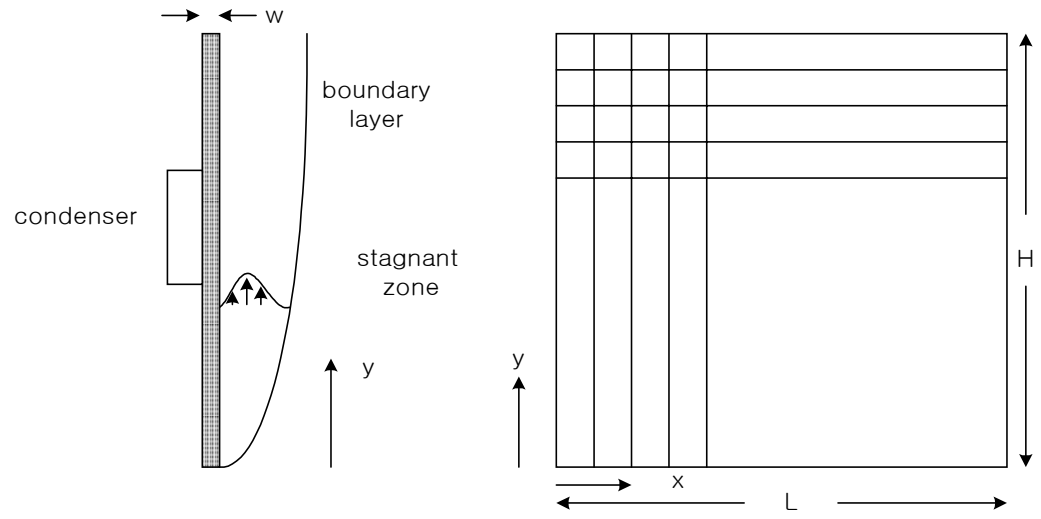

그림 6. 평판의 모형.

평판의 열수지식

$$\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right)=-\left(\frac{1}{kw}\right)\left(q_{\rm conv}(x,y)+q_{\rm rad}(x,y)+q_{\rm cond}(x,y)\right) \tag{10}$$

여기서 $q_{\rm rad}$와 $q_{\rm conv}$는 각각 복사 및 대류에 의한 heat flux input (단위면적, 단위시간당 열흐름 [W/cm^2]); $q_{\rm cond}$는 응축기로 부터 heat flux input을 나타낸다.

평판에서의 방열은 fan이 없는 상태의 자연대류 상태로 이루어질 수도 있고, 더 많은 방열을 위해서는 보조 fan을 부착하여 강제 대류를 유도할 수도 있다. 여기서는 자연대류의 경우 만을 고려하기로 한다.

수직평판 한면에서 자연대류에 의한 열전달계수는 다음의 식으로 표현된다.

$$Nu=0.508Pr^{\frac{1}{2}}(0.952+Pr)^{-\frac{1}{4}}Gr^{\frac{1}{4}} \tag{11}$$

여기서

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{hy}{k} \\ Gr &= \frac{g\beta(T-T_\infty)y^3}{(\mu_{air}/\rho_{air})^2} \\ Pr &= \frac{c_{air}\mu_{air}}{k_{air}} \end{aligned}$$

방열판은 양면을 통해 외부와 열전달이 이루어진다. 따라서 자연대류에 의한 총 열전달은

$$q_{\rm conv} = q_{\rm conv,i}+q_{\rm conv,o} \tag{12}$$
$$q_{\rm conv,i} = h_{conv,i}(T_{pc}-T) \tag{13}$$
$$q_{\rm conv,o} = h_{conv,o}(T_a-T) \tag{14}$$

여기서 T_{pc}와 T_a는 각각 PC 내부의 공기온도와 주변온도를 나타내며, $h_{conv,i}$와 $h_{conv,o}$은 (11)을 통해 계산된다.

복사의 경우, $q_{\rm rad,i}$과 $q_{\rm rad,o}$을 각각 PC 내부와 외부로의 열전달양 이라 하면

$$q_{\rm rad} = q_{\rm rad,i}+q_{\rm rad,o} \tag{15}$$
$$q_{\rm rad,i} = \epsilon\sigma(T_{pc}^4-T^4)=\underbrace{\epsilon\sigma(T_{pc}^3+T_{pc}^2T+T_{pc}T^2+T^3)}_{h_{rad,i}}(T_{pc}-T) \tag{16}$$
$$q_{\rm rad,o} = \epsilon\sigma(T_a^4-T^4)=\underbrace{\epsilon\sigma(T_a^3+T_a^2T+T_aT^2+T^3)}_{h_{rad,o}}(T_a-T) \tag{17}$$

로 표현된다. 따라서

$$q_{conv}+q_{rad} = \underbrace{(h_{conv,i}+h_{rad,i})}_{h_i}(T_{pc}-T)+\underbrace{(h_{conv,o}+h_{rad,o})}_{h_o}(T_a-T) \tag{18}$$
$$= h_iT_{pc}+h_oT_a-(h_i+h_o)T \tag{19}$$

한편, 경계 조건은

$$\begin{aligned} \pm k\frac{\partial T}{\partial x} &= q_{\text{conv}} + q_{\text{rad}} \quad \text{at} \quad x = 0(-),\ L(+) \\ \pm k\frac{\partial T}{\partial y} &= q_{\text{conv}} + q_{\text{rad}} \quad \text{at} \quad y = 0(-),\ H(+) \end{aligned} \tag{20}$$

$q_{conv} + q_{rad} = h_{bd}(T_a - T_{bd})$로 표현하면

$$-k\frac{\partial T}{\partial x} = h_{bd}(T_a - T(0,y)) \quad \text{at} \quad x = 0 \tag{21}$$

$$k\frac{\partial T}{\partial x} = h_{bd}(T_a - T(L,y)) \quad \text{at} \quad x = L \tag{22}$$

$$-k\frac{\partial T}{\partial x} = h_{bd}(T_a - T(x,0)) \quad \text{at} \quad y = 0 \tag{23}$$

$$k\frac{\partial T}{\partial x} = h_{bd}(T_a - T(x,H)) \quad \text{at} \quad y = H \tag{24}$$

T_a T_{pc}, Q가 주어지고 방열판과 응축기의 규격, 그리고 응축기의 배치가 주어지면 방열판의 온도분포를 구할 수 있으며, 이 온도분포로 부터 응축기 부착지점의 평균온도를 계산할 수 있으며, 식(9)의 과정을 따라 응축기, 증발기, CPU의 온도를 각각 구할 수 있다.

** 복사에 의한 열전도 식의 좀 더 정확한 표현은 강의 노트 참조할 것.

Gauss-Siedel Iteration Formula At the boundary points,

At $x = 0,\ j = 2, \cdots, N_y - 1$

$$0 = k(T(2,j) - T(1,j)) + (k/2)(T(1,j+1) + T(1,j-1) - 2T(1,j)) + h_{bd}\Delta x(T_{amb} - T(1,j))$$

$$T(1,j) = \frac{T(2,j) + (1/2)T(1,j+1) + (1/2)T(1,j-1) + (h_{bd}\Delta x/k)T_{amb}}{2 + (h_{bd}\Delta x/k)}$$

At $x = L,\ j = 2, \cdots, N_y - 1$

$$0 = k(T(N_x - 1,j) - T(N_x,j)) + (k/2)(T(N_x,j+1) + T(N_x,j-1) - 2T(N_x,j)) + h_{bd}\Delta x(T_{amb} - T(N_x,j))$$

$$T(N_x,j) = \frac{T(N_x - 1,j) + (1/2)T(N_x,j+1) + (1/2)T(N_x,j-1) + (h_{bd}\Delta x/k)T_{amb}}{2 + (h_{bd}\Delta x/k)}$$

At $y = 0,\ i = 2, \cdots, N_x - 1$

$$0 = k(T(i,2) - T(i,1)) + (k/2)(T(i+1,1) + T(i-1,1) - 2T(i,1))$$

$$T(i,1) = \frac{T(i,2) + (1/2)T(i+1,1) + (1/2)T(i-1,1)}{2}$$

At $y = H,\ i = 2, \cdots, N_x - 1$

$$0 = k(T(i,N_y - 1) - T(i,N_y)) + (k/2)(T(i+1,N_y) + T(i-1,N_y) - 2T(i,N_y))$$

$$T(i,N_y) = \frac{T(i,N_y - 1) + (1/2)T(i+1,N_y) + (1/2)T(i-1,N_y)}{2}$$

At $x = 0,\ y = 0$

$$0 = (k/2)(T(2,1) - T(1,1)) + (k/2)(T(1,2) - T(1,1)) + (h_{bd}\Delta x)(T_{amb} - T(1,1))$$

$$T(1,1) = \frac{T(2,1) + T(1,2) + 2(h_{bd}\Delta x/k)T_{amb}}{2(1 + (h_{bd}\Delta x/k))}$$

At $x = 0,\ y = H$

$$0 = (k/2)(T(2,N_y) - T(1,N_y)) + (k/2)(T(1,N_y - 1) - T(1,N_y)) + (h_{bd}\Delta x)(T_{amb} - T(1,N_y))$$

$$T(1,N_y) = \frac{T(2,N_y) + T(1,N_y - 1) + 2(h_{bd}\Delta x/k)T_{amb}}{2(1 + (h_{bd}\Delta x/k))}$$

At $x = L,\ y = 0$

$$0 = (k/2)(T(N_x - 1, 1) - T(N_x, 1)) + (k/2)(T(N_x, 2) - T(N_x, 1)) + (h_{bd}\Delta x)(T_{amb} - T(N_x, 1))$$

$$T(N_x, 1) = \frac{T(N_x - 1, 1) + T(N_x, 2) + 2(h_{bd}\Delta x/k)T_{amb}}{2(1 + (h_{bd}\Delta x/k))}$$

At $x = L,\ y = H$

$$0 = (k/2)(T(N_x - 1, N_y) - T(N_x, N_y)) + (k/2)(T(N_x, N_y - 1) - T(N_x, N_y)) + (h_{bd}\Delta x)(T_{amb} - T(N_x, N_y))$$

$$T(N_x, N_y) = \frac{T(N_x - 1, N_y) + T(N_x, N_y - 1) + 2(h_{bd}\Delta x/k)T_{amb}}{2(1 + (h_{bd}\Delta x/k))}$$

At the internal nodes

$$\frac{T(i-1,j) + T(i+1,j) + T(i,j-1) + T(i,j+1) - 4T(i,j)}{\Delta x^2} = -\frac{1}{kw}\left(h_i(i,j)(T_{pc} - T(i,j)) + h_o(i,j)(T_{amb} - T(i,j)) + q_{\text{cond}}(i,j)\right)$$

$$T(i,j) = \frac{T(i-1,j) + T(i+1,j) + T(i,j-1) + T(i,j+1) + (\Delta x^2/kw)(h_i(i,j)T_{pc} + h_o(i,j)T_{amb} + q_{cond}(i,j))}{4 + (\Delta x^2/kw)(h_i(i,j) + h_o(i,j))}$$

6 프로젝트 수행

가정:

- Middle-tower PC case의 옆판 1면을 방열판으로 사용
- 옆판은 steel 판, 두께는 직접 측정
- 옆판 50% 높이가 CPU 상부의 위치와 일치
- 응축기1개당 면적은 10cm *times* 10cm이며 응축기 2개를 분산 설치할 수 있음
- 접촉 열저항은 무시
- 주변온도는 25^{oC}로 일정
- 방열판의 emissivity 는 0.8
- 방열판에서의 열전달을 증진 시키기 위하여 fan을 사용할 수 있으며 . 있으며 fan의 효과는 자연대류 열전달 계수를 최대 4배까지 증가 시키는 것으로 가정.

문제: $Q = 20W,\ 100W$와 방열판에서의 대류에 의한 열전달 계수가 자연대류 열전달계수의 1, 4배의 각 경우에 대하여

- 지정하여 준 각 냉매에 대하여
- 적절한 튜브 내경을 결정하고
- 방열판에서의 온도 분포 및 응축기, 기화기, CPU 표면에서의 온도 계산
- 블응축 가스가 존재하는 경우의 온도분포에 대한 sample calculation

일정:

- 예비 보고서 제출 및 발표: Due on 3월 30일(금) 선정된 냉매의 장단점, 필요한 물성과 이들의 추정방법, 프로젝트 수행 일정 및 업무분담,
- 최종 보고서 제출 및 발표: Due on 4월 25일(수)