

## 열전반도체를 이용한 열펌프의 열역학적 성능 해석

박 영 무

아주대학교 기계공학과

### Thermodynamic Performance Analysis of Heat Pump Using Thermoelectric Semiconductor

Young Moo Park

Department of Mechanical Engineering, Ajou University

#### 요 약

열전반도체를 이용한 소형열펌프의 개념 설계를 시도하고, 열역학적인 해석을 통하여 시스템의 성능을 예측하였으며 각 변수들이 시스템에 미치는 영향을 조사하였다.

일정한 조건 즉,  $\mu(=nv)$ ,  $J(=nI)$  및 물의 유입 온도( $T_{wi}$ )가 주어졌을 때 대기의 온도  $T_a$ 가 증가할수록 성능계수와 냉방용량은 감소한다. 일정 냉방용량의 시스템을 설계하는 문제는 대기 온도와 물의 입구온도가 주어지면  $\mu$ ,  $J$ 를 결정하는 문제로 귀결되며 기 제작된 열전소자를 사용한다면  $v$ 는 제작할 때 정해지므로 결국  $n$ ,  $v$ ,  $I$ 의 최적 조합을 구하는 문제가 된다. 냉방용량 및 물의 온도가 주어졌을 때  $\mu$ 가 증가할수록  $J$ 가 증가하는 경향을 보인다.  $\mu$ - $J$  곡선과 최적  $\mu$ 값으로부터 최적 전류를 계산한다. 냉방 용량이 일정할 때 유량이 증가함에 따라 성능계수가 증가하며  $COP_R$  증가의 경향은 대기온도가 낮을 수록 뚜렷하다. 흡열부보다 방열부의 열전달 계수가 시스템의 성능에 미치는 영향이 크다.

**Abstract**—A conceptual thermoelectric heat pump(cooling mode) of small capacity is designed. Its performance is investigated through parametric analysis.

$COP$  and cooling capacity decrease as the the ambient temperature increases with  $\mu$ ,  $J$ ,  $T_{wi}$  fixed. To design a system of fixed capacity comes to calculate  $\mu$  and  $J$  when  $T_{wi}$  and  $T_a$  are given. As  $v$  is fixed by semi-conductor manufacturers, optimum combination of  $n$  and  $I$  should be searched for  $v$ . Optimum current could be calculated using  $\mu$ - $J$  curve and optimum value of  $\mu$ .  $COR_R$  increases as water flow rate increases and  $T_a$  decreases. The effect of heat transfer coefficient at hot(heat releasing) side is more significant than that at cold(heat absorbing) side.

#### 1. 서 론

1834년 Peltier에 의하여 서로 다른 두 물체의 접합부에 전류를 통하면 저항에 의한 가열과는 전혀다른 가열 혹은 냉각현상이 일어난다는 사실이 발견되었다. 이 효과를 Peitier 효과(Peitier effect)라고 하며 이 효과를 이용한 열전 에너지 변환 장치를 구성하려는 노력이 오랫동안 경주되었다. 열전 반도체를 열펌프에 이용할 때 발생하는 문제점은 일반적으로 Peitier열이 Joule열(Joule Heating)보다 훨씬 적다는 점이다. Joule 열을 줄이기 위하여 열전소자의 단면적/길이 비를 크게

하면 고온부의 열이 전도에 의하여 저온점점으로 급격히 전달되는 문제가 생기게 된다. 따라서 Seebeck 계수가 크고 열전도계수에 대한 전기전도계수의 비가 큰 재료를 필요로 하게 된다. 금속재료중에서는 antimony, bismuth 혹은 이들의 합금이 비교적 이러한 특성을 지니고 있으나 Seebeck 계수가 충분하지 않으므로 금속재료는 열전재료로서의 가능성이 적다. 따라서 선진국에서는 반도체에서 그 가능성을 찾기위하여 Seebeck계수와 Peltier효과가 큰 새로운 열전 반도체 재료 개발을 위한 연구가 활발히 진행되고 있다.

열전 장치는 중간 매체를 이용하지 않고 열을 전기로

혹은 전기를 열로 직접 변환시킴으로써 소음이 없고, 공해물질이 배출되지 않으며, 열전 현상의 특성에 따라 온도조절이 용이하므로, 정밀도가 높은 과학 및 의료 기기와 같은 첨단 제품으로서의 가능성이 높다. 아직까지는 충분한 Peltier효과를 보장하는 Seebeck계수, 전기전도계수, 열전도계수를 지닌 재료가 개발되지 못함에 따라 열전장치와 효율이 기존의 증기압축식 열펌프에 비하여 떨어지나 현재의 반도체 개발 기술의 발전 속도를 볼 때 멀지않은 장래에 열전특성계수가 우수한 열전 반도체의 개발이 예상되며 이와함께 다양한 열전 장치의 출현이 예상된다.

열전 효과에 대한 이론적 연구 및 이를 이용하는 장치에 관한 기존의 연구를 살펴보면, de Groot[1]는 Onsager의 비가역 열역학을 이용하여 등방성재료 내에서의 열전현상에 관한 방정식을 얻었으며 Demenicali[2]는 비가역 열역학에 기초하여 비균일 이방성재료 내에서 열전현상에 관한 방정식을 얻음으로서 1954년 열전현상에 관한 상세한 이론적 연구결과를 발표하였다[2, 3]. 앞에서 언급한 것 처럼 금속 재료의 한계를 인식하고 반도체 재료에 관심을 두면서 Herring[4]은 반도체의 열기전력에 관한 이론적 연구를 수행하였으며, H.J. Goldsmid와 R.W. Douglas[5] 등은 열전 냉동기에 반도체의 이용을 시도하였다. B. Sherman, R. Heikes와 R. Ure [6] 등이 열전 장치의 열역학적 효율계산에 관한 기초 연구를 수행한 바 있으며, B.W. Swanson과 E.V. Somers [7] 그리고 A. Bayne Neild, Jr.(1968) 등은 열전 발전기의 최적 설계와 휴대용 열전 발전기에 관한 연구를 수행하였다. J.P. Buffet(1984)는 열전 효과를 이용한 공기 조절 장치(Air Conditioning System)에 관한 연구를 하였다. B. Mathiprakasam, D. Fiscus와 W. Glauz [8, 9] 등은 열전 현상을 이용한 냉동기에 관한 연구를 수행한 바 있으며 V.C. Mei와 F.C. Chen[10]는 기존의 증기압축식 열펌프와 열전 현상을 이용한 열펌프의 성능을 비교 연구한 바 있다. Shewen[11]은 Peltier효과를 이용하여 열플럭스 측정 시스템을 구성한 바 있다. 이처럼 최근 들어 열전반도체를 이용하는 에너지변환 장치에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으나 아직까지 재료의 열전 특성이 제한되어 있으므로 열전특성이 좋은 반도체의 개발이 강조되고 있다.[12]

본 연구에서는 열전반도체를 이용한 소형 열펌프(냉방모드)의 개념 설계를 시도하고, 열역학적인 해석을 통하여 시스템의 성능을 예측하며 변수해석을 통하여 각 변수들이 시스템의 성능에 미치는 영향을 살펴본다.

## 2. 열전 반도체내의 열평형과 냉동이론

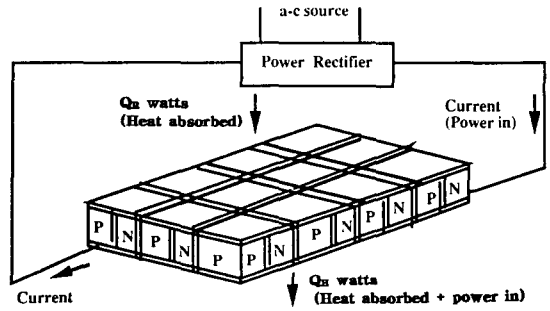


Fig. 1. Thermoelectric cooler unit schematic

### 2-1. 열전반도체의 열평형

Fig. 1과 같은 열전모듈에서 Joule열, Peltier열, Thomson열, 그리고 전도열전달 현상이 발생한다. Peltier효과는 서로 다른 두가지의 전도체(혹은 반도체)에 전류가 흐르면 접점의 한쪽에서 열이 흡수되고 다른 한쪽에서는 열이 방출되는 현상으로서 전류의 방향이 바뀌면 열이 흡수/방출되는 접점이 바뀌며 단위 시간당 방출되는 열량은 전류에 비례하면 다음 식과 같다.[13]

$$Q_P = \alpha \pi I \tag{1}$$

Thomson 효과는 온도구배,  $dT/dx$ 가 존재하는 균일한 도체에 전류가 유입되면 물질의 종류에 따라 열을 흡수하거나 방출하는 현상이며, 열유동의 방향은 Thomson계수의 부호, 전류의 방향 그리고 온도구배의 방향에 따라 바뀐다. 크기는 전류와 온도구배에 비례하며 다음식과 같다.[13]

$$Q_T = \tau I dT/dx \tag{2}$$

전기저항이 R인 등은 도체에 전류가 흐르면 전류의 제곱에 비례하는 Joule열이 방출된다. Fig. 1의 p-n 소자에 대해서 다음과 같은 가정을 하면

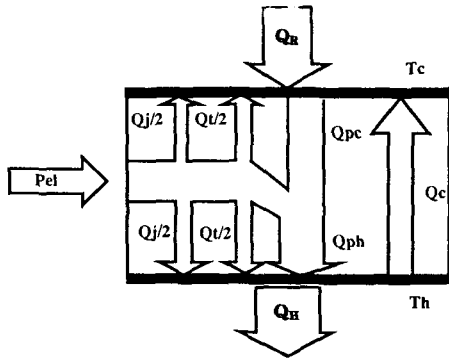
- 1) Seebeck계수, 전기저항도 및 열전도 계수의 온도에 따른 변화는 무시한다.
- 2) 열전소자는 정상상태에서 운전된다.
- 3) 열전소자의 측면으로부터 외부로 열전달은 없다. 고온부에서 저온부로 전도열전달 양은 다음과 같다.

$$Q_c = kS(T_h - T_c)/l \tag{4}$$

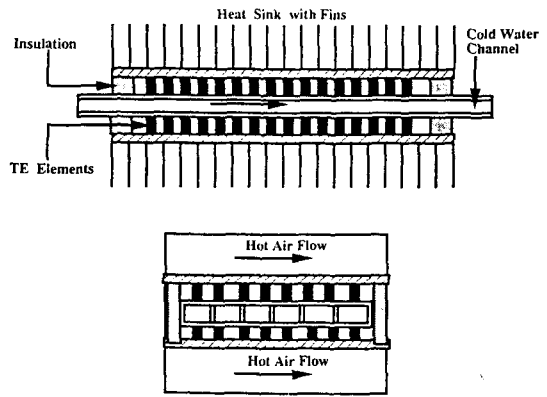
단위 열전소자내의 열평형을 도시하면 Fig. 2와 같으며 단위 열전소자를 한 개의 Peltier 열펌프(Heat Pump)로 보면 냉동용량  $Q_R$ , 난방용량  $Q_H$ 는 다음과 같다.[10]

$$Q_R = \alpha T_c I - (+)\tau I dT/dx - I^2 R/2 - kS dT/dx \tag{5}$$

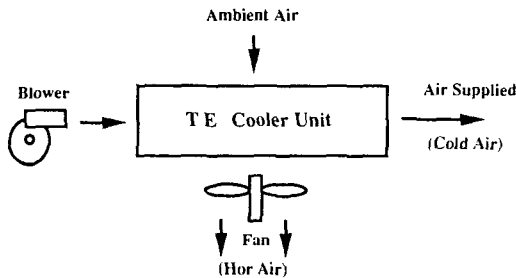
$$Q_H = \alpha T_h I + (-)\tau I dT/dx + I^2 R/2 - kS dT/dx \tag{6}$$



**Fig. 2. Heat balance flow chart in the thermoelectric element**  
 $Q_j$ =Joule heat,  $Q_t$ =Thomson heat,  $Q_c$ =Conduction heat,  $Q_{pc}$ =Peltier heat at cold side,  $Q_{ph}$ =Peltier heat at hot side



**Fig. 4. Cross-sectional view of the conceptual thermoelectric cooler unit**



**Fig. 3. Low-capacity thermoelectric cooler system schematic**

외부에서 공급해야 하는 동력  $P_{EL}$ 은 다음과 같다.

$$P_{EL} = Q_H - Q_C = \alpha I(T_h - T_c) + I^2 R + \tau I dT/dx = V_p I_p \quad (7)$$

성능계수  $COP_R$ 과  $COP_H$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$COP_R = \frac{Q_C}{P_{EL}} = \frac{\alpha T_c I - (+)\tau I dT/dx - I^2 R/2 - kSdT/dx}{\alpha I(T_h - T_c) + I^2 R + \tau I dT/dx} \quad (8)$$

$$COP_H = \frac{Q_H}{P_{EL}} = \frac{\alpha T_h I + (-)\tau I dT/dx + I^2 R/2 - kSdT/dx}{\alpha I(T_h - T_c) + I^2 R + \tau I dT/dx} \quad (9)$$

### 3. 열전 냉방기(Cooler)의 개념 모델

열전 냉방기의 주요 구성은 Fig. 3과 같다. 핵심부분은

열전소자로 구성된 일종의 공기 대 공기 열교환기이다. 공기조절 장치로 사용할 경우, 열교환기 내에서 방열을 목적으로 흡입된 외부공기와 냉방을 목적으로 실내에서 재순환되거나 외부로부터 흡입된 공급공기 사이에 열교환이 일어난다. 외부공기는 냉방기의 고온부를 통과하면서 열전소자로 부터 방출되는 열을 흡수하게 되며 팬을 통하여 외부로 배출된다. 이 공기는 기존의 증기 압축식 공기 냉방기의 응축기를 통과하는 공기와 같다. 공급공기는 환풍기를 이용하여 열전 냉방기의 내부로 강제 공급된다. 열전소자의 저온부를 통과하는 공급공기는  $Q_R$ 의 열량을 빼앗겨서 저온의 공기가 된다. 이때 온도가 공급공기의 이슬점이하로 떨어지면 공기중의 수증기가 응축하여 표면에 결로현상이 발생한다.

본 연구에서는 모형의 간략화를 위하여 결로현상이 없는 공기-물을 이용한 열전 냉방기에 관한 해석을 한다. 핵심부분인 열전 열교환기의 개념적 모형의 단면은 Fig. 4과 같다. 중심부에 물의 유동로가 있으며 유동로에는 격막을 설치하여 직사각형의 형상으로 설계한다. 통로의 상하에 보통 수십개의 열전소자로 구성된(예: Melcor사의 CP 시리즈 열전 모듈은 3cm×3cm 크기에 36개의 열전소자가 들어 있다) 열전 모듈을 부착하며 모듈의 외부에는 핀을 설치하여 열의 배출을 용이하게 한다. 핀은 물과 공기의 유동 방향이 수직이 되도록 설치하여 교차형 열교환기의 형태를 취함으로써 제작상의 문제점을 해결한다.

#### 3-1. 해석적 모형

냉수로 부터 외기로의 열전달 해석을 위하여 다음과 같은 가정하에 간단한 수학적 모형을 구성한다.

- 1) 유체의 유동은 1차원 유동이다.
- 2) 관로에서의 압력 손실은 무시하며 공기 및 물의

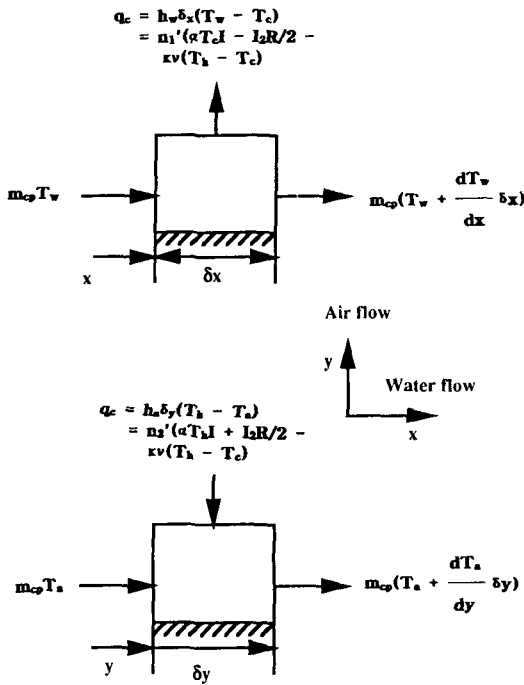


Fig. 5. Differential control volumes for the heat balance of water and air flow

밀도와 비열의 온도에 따른 변화는 무시한다.

3) Seebeck계수, 전기저항도 및 열전도 계수의 온도에 따른 변화는 무시한다.

4) 열전소자는 정상상태에서 운전된다.

5) 열전소자의 측면으로부터 외부로 열전달은 없다.

6) 열전소자가 고르게 분포되어 단위 면적당 전열량 (Heat flux)은 균일한다.

위의 가정을 이용하여 Fig. 5의 미소 검사체에 열역학 제 1법칙을 적용하여 다음의 지배 방정식을 유도한다.

$$C_w L_1 \frac{dT_w}{dx} = n \left[ -\alpha T_c I + \frac{I^2 \rho}{2v} + kv(T_h - T_c) \right] \quad (10)$$

$$= H_w(T_c - T_w) \quad (11)$$

$$C_a L_2 \frac{dT_a}{dy} = n \left[ +\alpha T_h I + \frac{I^2 \rho}{2v} - kv(T_h - T_c) \right] \quad (12)$$

$$= H_a(T_h - T_a) \quad (13)$$

새로운 변수  $J = nI$ ,  $\mu = nv$ 를 이용하여 재정리하면

$$C_w L_1 \frac{dT_w}{dx} = -\alpha T_c J + \frac{J^2 \rho}{2\mu} + k\mu(T_h - T_c) \quad (14)$$

$$= H_w(T_c - T_w) \quad (15)$$

$$C_a L_2 \frac{dT_a}{dy} = \alpha T_h J + \frac{I^2 \rho}{2\mu} - k\mu(T_h - T_c) \quad (16)$$

$$= H_a(T_h - T_a) \quad (17)$$

초기 조건은 다음과 같다.

$$T_w(x=0) = T_{wi} \quad (18)$$

$$T_a(y=0) = T_{ambient} \quad (19)$$

미지수  $T_w$ ,  $T_a$ ,  $T_h$ ,  $T_c$ 는 4개의 식 (14)-(17)과 초기조건 식 (18)과 (19)을 이용하여 구할 수 있으나 좀더 간단히 하기 위하여 식 (14)-(17)로부터 미지수  $T_h$ ,  $T_c$ 를 소거하고 2개의 편미분방정식으로 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \theta_w}{\partial \xi} = D_2 \theta_a - \theta_w \quad (20)$$

$$\frac{\partial \theta_a}{\partial \eta} = D_6 \theta_w - \theta_a \quad (21)$$

$\theta_w$ ,  $\theta_a$ ,  $\xi$ 와  $\eta$ 는 다음과 같이 정의한다.

$$\theta_w = T_w - D_9$$

$$\theta_a = T_a - D_6 D_9 - D_7$$

$$\eta = D_4 x / L_1$$

$$\xi = D_8 y / L_2$$

$$D_0 = (H_w + \alpha J)(H_a - \alpha J) + \mu k(H_w + H_a)$$

$$D_1 = H_a(\alpha J + \mu k) - \alpha^2 J^2$$

$$D_2 = \mu k H_a / D_1$$

$$D_3 = (H_a - \alpha J + 2\mu k) J^2 \rho / (2\mu D_1)$$

$$D_4 = H_w D_1 / C_w D_0$$

$$D_5 = H_w(\mu k - \alpha J) - \alpha^2 J^2$$

$$D_6 = \mu k H_w / D_5$$

$$D_7 = (H_w + \alpha J + 2\mu k) J^2 \rho / (2\mu D_5)$$

$$D_8 = H_a D_5 / C_a D_0$$

$$D_9 = H_2(D_7 + D_3 D_6) / (1 - D_2 D_6) + D_3$$

초기조건은 다음과 같다.

$$\theta_w(\xi=0) = T_{wi} - D_9 = \theta_{wi} \quad (22)$$

$$\theta(\eta=0) = T_{ambient} - D_9 D_6 - D_7 = \theta_{ai} \quad (23)$$

식 (20), (21) 및 초기조건 (22), (23)으로부터 해석해를 구하면 다음과 같다.

$$\theta_w(\xi, \eta) = \theta_{wi} \exp(D_2 D_6 - 1)\xi + \theta_{ai} D_2 \exp(-\xi - \eta) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\xi^n}{n!} \sum_{m=0}^{n-1} \frac{(D_2 D_6 \eta)^m}{m!}$$

$$-\theta_{wi} \exp(-\xi-\eta) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(D_2 D_6 \xi)^n}{n!} \sum_{m=0}^{n-1} \frac{\eta^m}{m!} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} \theta_a(\xi, \eta) &= \theta_{ai} \exp(D_2 D_6 - 1)\eta \\ &+ \theta_{wi} D_6 \exp(-\xi-\eta) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\eta^n}{n!} \sum_{m=0}^{n-1} \frac{(D_2 D_6 \xi)^m}{m!} \\ -\theta_{ai} \exp(-\xi-\eta) &\sum_{n=1}^{\infty} \frac{(D_2 D_6 \eta)^n}{n!} \sum_{m=0}^{n-1} \frac{\xi^m}{m!} \end{aligned}$$

출구에서의 무차원 온도  $\theta_{we}(=T_w - D_9)$ 와  $\theta_{ac}(T_{ambient} - D_9 D_6 - D_7)$ 은 유동에 수직한 단면의 평균값으로 계산하며 출구온도는  $T_{we}$ 와  $T_{ac}$ 는 다음과 같다.

$$T_{we} = \theta_{we} + D_9 = \frac{1}{D_8} \int_0^{D_8} \theta_w(D_4, \eta) d\eta + D_9$$

$$T_{ac} = \theta_{ac} + D_6 D_9 + D_7 = \frac{1}{D_4} \int_0^{D_4} \theta_a(\xi, D_4) d\xi + D_6 D_9 + D_7$$

위의 계산결과를 이용하여 시스템의 성능을 재정의하면 시스템의 냉방용량  $Q_R$ , 난방용량  $Q_H$ 는 다음과 같다.

$$Q_R = C_w(T_{wi} - T_{we}) \quad (26)$$

$$Q_H = C_a(T_{ac} - T_{ambient}) \quad (27)$$

### 4. 계산 결과 및 검토

Bismuth telluride 재료로 만든 열전 반도체의 평균 물성치를 이용하여 앞절에서 구성한 모형의 열역학적 성능을 계산한다. 계산에 이용한 재료의 물성치는 다음과 같다.

- $\alpha = 433.3 \mu\text{volt/K}$
- $\rho = 0.002363 \text{ ohm-cm}$
- $k = 0.032285 \text{ W/cm K}$

#### 4-1. 대기온도의 영향

Fig. 6과 7는  $\mu(=nv)=400$ 이며, 입구에서 물의 온도가 300 K일 때  $J(=nI)$ 와 공기의 입구온도를 변화시키면서 계산한 성능계수와 냉방용량의 결과이다. 일정한 조건 즉,  $\mu, J$  및  $T_{wi}$ 가 주어졌을 때  $T_{ambient}$ 가 증가할수록 성능계수는 감소한다는 사실을 알 수 있다.

$\mu$ 와  $J$ 가 일정할 때 열전냉방기의 소요 전력은 일정하나 식 (7), (26), (27)에서  $T_a$ 가 증가함에 따라  $Q_H$ 가 상대적으로 감소하며 이에 따라  $Q_R$ 이 감소하게 된다.  $J$ 가 증가함에 따라  $J$ 에 대한 성능계수의 민감도 ( $\Delta\text{COP}/\Delta J$ )가 감소하게 된다. 이러한 현상은  $J$ 가 어느 정도 이상 증가하게 되면  $Q_R$ 에 대한 영향이 적어진다는

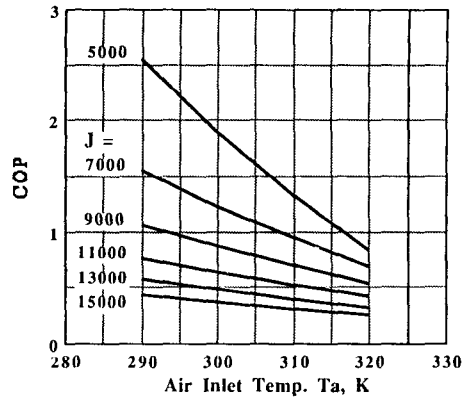


Fig. 6. Coefficient of performance at  $\mu=400$  and  $T_w=300$  K at various  $J$  and  $T_a$

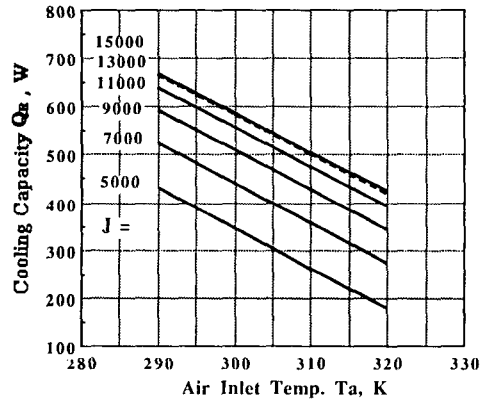


Fig. 7. Refrigeration capacity at  $\mu=400$  and  $T_w=300$  K at various  $J$  and  $T_a$

것을 의미한다. 즉, 냉방기가  $J$ 에 관하여 '포화' 되었다고 생각된다. 이러한 예측은 Fig. 7에  $Q_R$ 의 변화를 보면 명확해진다. 일정한 조건 즉,  $T_{wi}, T_{we}$  및  $\mu$ 가 일정하고  $J$ 가 13000일 때  $Q_R$ 와  $J=15000$ 일 때의  $Q_R$ 는 거의 차이가 없다. 따라서 열전소자의 개수가 일정할 때 열전 냉방기의 전류를 증가시킨다고 해서 냉방용량이 선형적으로 증가하지는 않는다.

Fig. 8, 9에서는  $\mu=200, J=13000, T_{wi}=290, 300, 310, 320$  K일 때  $T_w$ 를 변화시키면서 성능계수와 냉방용량을 계산하였다. 대기온도가 상승함에 따라 성능계수 및 냉방용량은 전반적으로 감소함이 재확인되었다.

#### 4-2. 물의 온도의 영향

Fig. 8, 9은 물의 입구온도의 변화에 따른 시스템의 성능 변화를 도시한다. 일반적으로 물의 온도가 상승함에 따라 시스템의 성능계수와 냉방용량이 증가함을

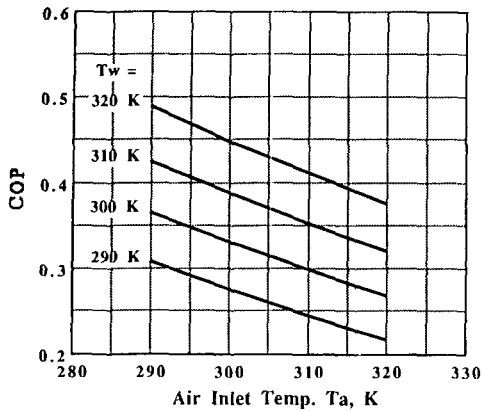


Fig. 8. Coefficient of performance at  $\mu=200$  and  $J=13000$  at various  $T_a$  and  $T_w$

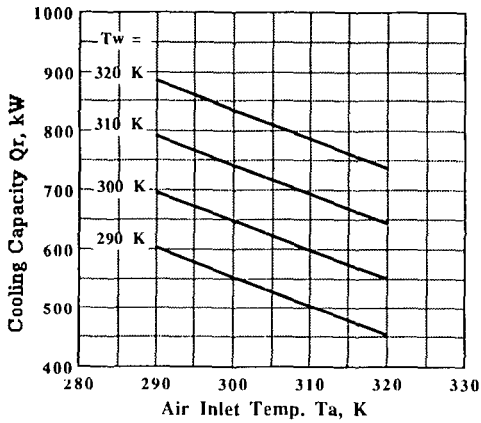


Fig. 9. Refrigeration capacity at  $\mu=200$  and  $J=13000$  at various  $T_a$  and  $T_w$

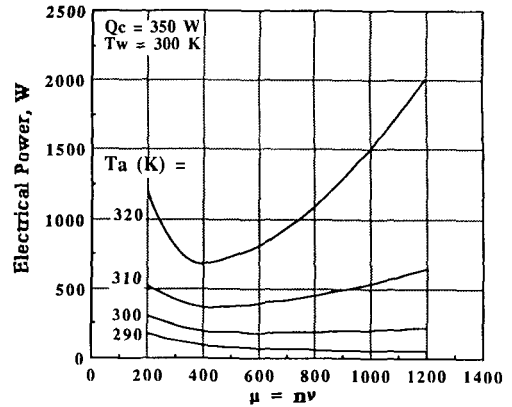


Fig. 10. Electrical power required at  $T_w=300$  K and  $Q_c=350$  W,  $J=900$  with respect to air temperature

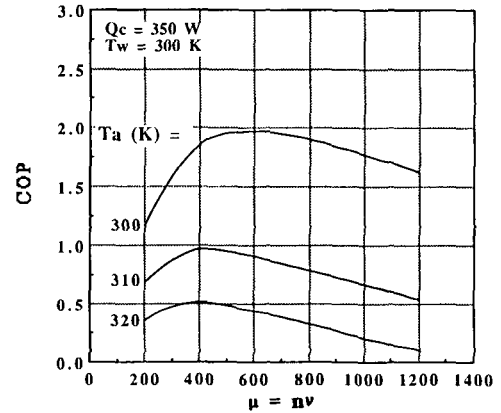


Fig. 11. Coefficient of performance at  $T_w=300$  K and  $Q_c=350$  W,  $J=900$  with respect to air temperature

알 수 있었다. 앞의 결과로부터 대기온도는 낮고 물의 온도는 높을수록 시스템의 성능이 향상 됨을 알 수 있으며 이러한 점은 Carnot 냉동 사이클의 성능계수  $COR_R = T_L / (T_H - T_L)$ 에서  $T_H$  및  $T_L$ 의 변화에 따른  $COR_R$  값의 변화와 일치하며 증기압축식 열펌프의 성능 특성과 일치한다.

#### 4-3. 일정 냉동용량의 냉동기 설계

냉방용량이 주어진 냉방시스템을 설계하는 문제는 대기온도 및 물의 입구온도가 주어졌을 때  $\mu$ 와  $J$ 를 결정하는 문제로 귀결된다. 즉 최대 COP 및 최소 전력의 소모점에서  $n$ ,  $v$ ,  $I$ 의 최적 조합을 구하는 문제가 된다.  $\mu$ 는 열전소자의 총갯수와 면적/길이비의 곱이며,  $J$ 는 열전소자의 총갯수와 전류의 곱이므로 최적조건의  $\mu$ 와  $J$ 를 얻는 방법에는 사용하는 열전소자의 총갯수에 따라

여러가지가 있을 수 있다. 실제 문제에서  $v(=S/1)$ 는 열전소자 제작 단계에서 결정되므로 시스템에 사용할 열전소자의 총갯수 혹은 열전 모듈의 갯수와 전류를 조절함으로써 최적조건을 만족시킬 수 있다. Fig. 7로부터 대기온도가 300-320 K일 때,  $Q_R=350$  W를 만족하려면,  $J$ 가 9000 이상이어야 한다. Fig. 10은  $J$ 가 9000일 때 냉동용량 350 W인 냉방기의  $\mu$  변화에 따른 소요전력을 도시한다. 대기 온도가 290 K, 300 K, 310 K일 때 계산하였다.  $\mu$ 의 변화에 따른 소요전력의 변화가 명확하며 대기온도가 300 K, 310 K일 때에  $\mu=400$ 이 최소 전력 소모점이 될 수 있다. 따라서  $Q_R=350$  W( $J=9000$ )일 때에는  $\mu=400$ 을 만족하는  $n$ 과  $v$ 의 곱에 대한 조합을 찾음으로서 최적 설계의 목적을 달성할 수 있다. 물의 온도가 300 K일 때에도 유사한 결과를 얻었다. Fig. 11은  $\mu$ 에 따른 성능계수의 변화를 도시한다. 앞의 결과에서

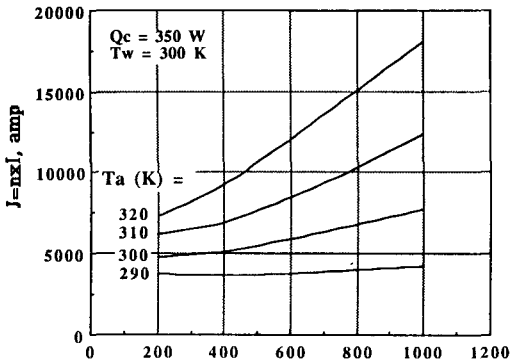


Fig. 12. Electrical current vs. (area/length ratio) $n$  with respect to air temperature

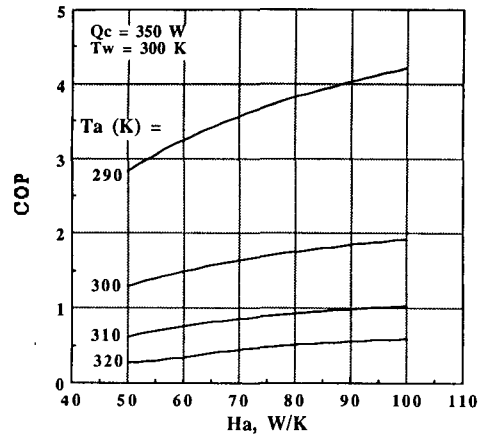


Fig. 14. The effect of hot side heat transfer coefficient on the coefficient of performance at various air temperature

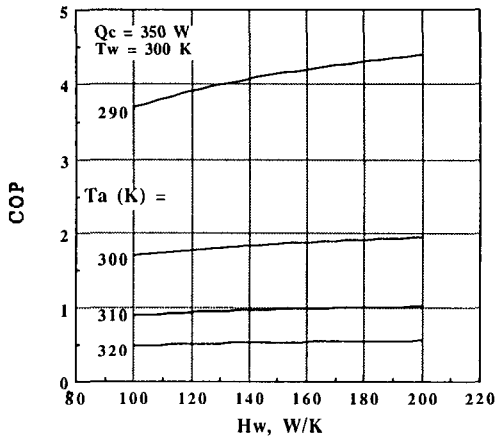


Fig. 13. The effect of cold side heat transfer coefficient on the coefficient of performance at various air temperature

예측할 수 있듯이  $\mu=400$ 일 때 최대 COP를 얻을 수 있다. Fig. 12는 냉동용량 및 물의 온도가 주어졌을 때  $\mu$ 와  $J(=nI)$ 의 변화를 도시한다.  $\mu$ 가 증가할 수록  $J$ 가 증가하는 경향을 보인다. 이 곡선을 이용하여 최적점에서의 전류( $I$ )를 계산할 수 있다. 즉, Fig. 12의 조건에서  $\mu$ 가 400일 때  $J$ 는 9000이 적절하며 따라서 전류는 9000/n이 필요하게 된다.

4-4. 열전달 계수의 영향

Fig. 12과 Fig. 14은 흡열부 및 방열부 유체의 열전달 계수가 시스템에 성능에 미치는 영향을 도시한다. 유동의 형상에 따라 다르지만 물의 강제대류시 대표적인 총합 열전달 계수는 1000-3000 W/m<sup>2</sup>K이며 공기의 경우는 10-100 W/m<sup>2</sup>K이므로, 공기유동로에 설치될 핀의

영향을 고려할 때 20 cm×50 cm 크기의 시스템의 경우  $H(UxA)$ 는 각각 100-300 W/K, 5-250 W/K 정도이다. 냉방용량이 350 W, 물의 입구 온도가 300 K, 대기온도 290, 300, 310, 320 K일 때 예상 범위 내에서 열전달 계수를 변화시키면서 성능계수를 계산하였다. 열전달 계수가 증가함에 따라 성능계수가 증가함을 알 수 있다. 즉 냉방용량이 일정하므로 소요전력이 감소한다. 대기온도가 290 K일 때에는 영향이 현저하나 300 K 이상일 때는 그 영향이 비교적 적으며 방열부와 흡열부의 열전달 계수의 영향을 비교할 때 방열부의 열전달 계수의 영향이 흡열부 열전달 계수의 영향보다 크다. 따라서 열전 열펌프에 있어서 방열부에서 효율적으로 열을 방출할 수 있는 방안의 모색이 필요하다. 가장 간단한 방법으로서의 표면적을 증가시키기 위하여 핀을 적절하게 설치하는 것이나 소형 열파이프(micro heat pipe)를 설치하는 방안도 생각해 볼 수 있다. 냉방용 열전 열펌프의 성능이 방열부의 방열 성능에 좌우되는 경향을 예측할 수 있다.

5. 결 론

열전소자를 이용한 소형열펌프(냉방모드)에 관한 개념적 설계를 시도하고, 열역학적인 해석을 통하여 시스템의 성능을 예측하였으며 각 변수들이 시스템에 미치는 영향을 살펴보았다.

1. 성능계수와 냉방용량은 일정한 조건 즉,  $\mu$ ,  $J$  및  $T_w$ 가 주어졌을 때 대기의 온도가 증가할 수록 감소하며 냉방용량은 대기의 온도가 증가함에 따라 감소한다.
2. 냉방용량이 주어졌을 때 시스템을 설계하는 문제는

대기 온도 및 물의 입구온도가 주어졌을 때  $\mu$ 와  $J$ 를 결정하는 문제로 귀결된다. 난방용량 및 물의 온도가 주어졌을 때  $\mu$ 가 증가할 수록  $J$ 가 증가하는 경향을 보인다. 최소 전력소모점에서  $\mu$ 가 결정되면  $\mu$ - $J$  곡선으로부터  $J$ 를 계산하며 이로부터 전류( $J/n$ )를 계산할 수 있다.

3. 열전달 계수가 증가함에 따라 성능계수가 증가하지만 대기온도의 상승과 함께 그 효과가 줄어든다. 방열부와 흡열부의 열전달 계수의 영향을 비교할 때 방열부의 열전달 계수의 영향이 저온부의 열전달계수의 영향보다 크다.

### 감 사

본 연구는 교육부/학술진흥재단의 1990년 자유공모 과제 연구비 지원으로 이루어졌습니다. 교육부와 재단의 지원에 감사드립니다.

### 사용 기호

- $C_w$  : 물 열용량(W/K)
- $C_a$  : 공기의 열용량(W/K)
- $COP_H$  : 난방 성능계수
- $COP_{max}$  : 최대 성능계수
- $COP_R$  : 냉동 성능계수
- $COP_{R, ideal}$  : Carnot 냉동 사이클의 성능계수
- $H$  : 총합열전달 계수×면적(W/K)
- $I$  : 전류(amp)
- $J$  : 열전소자의 총갯수×전류(=nI)(amp)
- $K$  :  $\frac{k_n S_n}{l_n} + \frac{k_p S_p}{l_p}$  (watt/K)
- $k$  : 열전도 계수(W/cm K)
- $l$  : 열전소자의 길이(cm)
- $L_1$  : 물 유동방향으로 시스템의 길이(cm)
- $L_2$  : 공기 유동방향의 시스템의 길이(cm)
- $n$  : 열전소자의 총갯수
- $n_1'$  : 물 유동방향으로 단위길이당 열전소자의 갯수(=n/L<sub>1</sub>)
- $n_2'$  : 공기 유동방향으로 단위길이당 열전소자의 갯수(=n/L<sub>2</sub>)
- $P_{EL}$  : 동력(W)
- $Q_\tau$  : Thomson 열(W)
- $Q_c$  : 열전도량(W)
- $Q_H$  : 난방용량(W)
- $Q_J$  : Joule 열(I<sup>2</sup>R)(W)
- $Q_P$  : Peltier 열(W)
- $Q_R$  : 냉방용량(W)

- $Q_{R, max}$  : 최대 열흡수율(W)
- $R$  :  $\frac{S_n}{\sigma_n l_n} + \frac{S_p}{\sigma_p l_p}$  (ohm)
- $T_c$  : 저온부(열흡수부) 온도(K)
- $T_H$  : 고온부(열흡수부) 온도(K)
- $S$  : 단면적(cm<sup>2</sup>)
- $Z$  : 특성계수(Figure of merit)( $\alpha^2/RK$ )(1/K)

### 희랍문자

- $\alpha$  : Seebeck 계수(volt/K)
- $\eta$  :  $D_A X/L_1$
- $\mu$  : 열전소자의 총갯수×면적/길이 비(=nv)
- $\rho$  : 전기저항도(ohm-cm)
- $\nu$  : 열전소자의 면적/길이 비(=S/l)(cm)
- $\pi$  : Peltier계수(=αT)(watt/amp)
- $\sigma$  : 전기전도도(l/ohm-cm)
- $\tau$  : Thomson계수(volt/K)
- $\xi$  :  $D_{gY}/L_2$

### 첨자

- 1 : 물의 유동방향
- 2 : 공기의 유동방향
- a : 공기
- w : 물

### 참고문헌

1. de Groot : Non-Equilibrium Thermodynamics, ch. XII, P. 350, 2nd Print North-Holland Publishing Company, Amsterdam(1962).
2. Charles A. Domenicali : "Irreversible Thermodynamics of Thermoelectric Effects in Inhomogeneous, Anisotropic Media", Phys Rev, Vol. 92, No. 4, Nov. 15, P. 877(1953).
3. Charles A. Domenicali : "Irreversible Thermodynamics of Thermoelectricity", Rev Modern Physics, vol. 20, No. 2, April, pp. 237-275(1954).
4. Conyers Herring : "Theory of the Thermoelectric Power of Semiconductors", Phys. Rev, Vol. 96, No. 5, Dec. 1, pp. 1163-1187(1954)
5. H.J. Goldsmid and R.W. Douglas : "The Use of Semiconductors in Thermoelectric Refrigeration", British J. App. Phys., Vol. 5, Nov., pp. 386-390 (1954).
6. S. Sherman, R.D. Heikes, and R.W. Ure Jr.: "Calculation of Efficiency of Thermoelectric Device", J. App. Phys., Vol. 31, No. 1, Jan. pp. 1-16(1960).



7. B.W. Swanson and E.V. Sommers : "Optimization of a Conventional-Fuel-Fired Thermoelectric Generator", Trans. ASME, J. Heat Transfer, Aug. pp. 245-248(1995).
8. B. Mathiprakasham and T. Sutikno : "Analytical Model for Predicting The Performance of cross-Flow Thermoelectrical Liquid Coolers", Proceeding of 5th International Conference on Thermoelectric Energy Conversion, The University of Texas at Arlington, March 14-16, pp. 75-79 (1984).
9. B. Mathiprakasham, B. Fiscus, and Glauz, W. : "Performance of Cross-Flow Thermoelectric Liquid Coolers" Proceedings of 6th International Conference on Thermoelectric Energy Conversion, The University of Texas at Arlington, March 12-14, pp. 69-73(1986).
10. V.C. Mei and F.C. Chen : "Comparison of Thermoelectric and Vapor Cycle Technologies for Ground Water Heat Pump Application", Trans. ASME J. Solar Energy Engineering, Vol. 111, pp. 353-357(1989).
11. E.C. Shewen, K.G.T. Hollands and G.D. Raithby : "The Measurement of Surface Heat Flux Using The Peltier Effect", Trans. ASME J. Heat Transfer, Vol. 111. Aug. pp. 798-803(1989).
12. International Thermoelectric Society, Thermoelectric News, Vol. 2, No. 2, Nov. 1990.
13. S.W. Angrist : Direct Energy Conversion, 3rd ed. Allyn and Bacon Inc., Boston, pp. 131-140(1976).