

열전 냉각기의 최적 설계를 위한 열전달 해석

김 제 익, 박 찬 형*, 강 용 태**, 최 창 균

서울대학교 응용화학부, *경희대학교 기계산업시스템공학부

Heat Transfer Analysis for Optimum Design of a Thermoelectric Cooler

Jake Kim, Chan Hyoung Park*, Yong Tae Kang**, Chang Kyun Choi

College of Chemical Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

*College of Mechanical & Industrial System Engineering, Kyunghee University, Yongin 449-701, Korea

(Received August 6, 2003; revision received September 8, 2003)

ABSTRACT: The objectives of this study are to present a proper mathematical model for a thermoelectric cooler equipped with the spacer and to investigate the effect of its geometries by heat transfer analysis. In order to enhance the efficiency of the thermoelectric cooler, the spacer is inserted between TEM (thermoelectric module) and cold plate. The theoretical results show that the COP (coefficient of performance) increases nonlinearly as high as 0.63 with increasing the depth of spacer and the depth of TEM and with decreasing the area of insulator.

Key words: Thermoelectric cooler(열전 냉각기), TEM(열전모듈), Spacer(간격재), Heat transfer(열전달), COP(성능계수)

기 호 설 명

A : 열전달 면적 [m^2]
 C : 식(27)과 (28)에 사용된 계수
 COP : 성능계수
 D : 식(27)과 (28)에 사용된 계수
 d : 열전모듈의 두께 [m]
 h : 열전달계수 [W/m^2K]
 I : 전류 [A]
 k : 열전도도 [W/mK]
 P : 전력 [W]
 Q : 열전달량 [W]
 q : 열 플럭스 [W/m^2]
 R : 전기저항 [Ω]

S : Seebeck 상수 [V/K]

그리스 문자

α : 계수, kA_{TE}/d [W/K]
 β : 무차원계수, $SI d/kA_{TE}$
 γ : 면적비, A_i/A
 δ : Joule 열, I^2R [W]
 ϵ : 열전모듈에 대한 단열부의 두께비
 x_i : 열전도도 비, k_i/k
 λ : 열 플럭스 비, q_c/q_h
 σ : 두께비
 $\Delta\theta$: 무차원 온도차, $\frac{T_{h0} - T_{c0}}{q_h(\sigma_c + \sigma_h)d/k}$

하첨자

b : 방열부 외측의 기상상태
 c : 냉각부

† Corresponding author

Tel.: +82-31-201-2990; fax: +82-31-201-8106

E-mail address: ytkang@khu.ac.kr

h : 방열부
 i : 단열부
 TE : 열전모듈

1. 서 론

전류에 의해 서로 다른 두 물질의 접합부에서 열이 발생하여 열구동을 일으키는 Peltier 특성⁽¹⁾을 갖는 열전모듈을 이용한 냉각기는 극소형화, 경량화, 친환경성, 저소음, 저진동 등의 특성으로 말미암아 군사, 항공, 의료 및 컴퓨터 관련산업에서 정밀제어가 필요한 전자 정보기기의 냉각 분야에서 주로 사용되고 있다. 이러한 열전 냉각기는 전반적인 생활수준의 향상으로 휴대용 소형 냉동기, 태양전지를 이용한 냉각 모자와 같은 생활 편이기기로서 응용이 확대되고 있다.⁽²⁾

열전 냉각기에 대한 연구는 (1) 열전모듈 자체에 대한 연구,^(3,4) (2) 열전모듈에서의 열전달 해석,^(5,6) (3) 냉각기에서의 열전달 해석⁽⁷⁻⁹⁾으로 크게 세 분야로 진행되어 왔다. Chen and Gwilliam⁽⁷⁾은 등온계와 흐름계 열교환기가 장치된 열전 냉각기에 대해서 각각 최적화 연구를 수행하였으며, Huang and Duang⁽⁸⁾은 냉각부와 방열부가 장치된 열전 냉각기에 대해 동적 모델을 적용하여 이론적 해석을 시도하였다. Kang et al.⁽⁹⁾은 열전모듈의 방열부의 냉각효과에 대한 실험적 고찰을 통하여 방열부의 냉각조건이 열전 냉각기의 효율에 큰 영향을 미친다고 보고하였다.

일반적으로 열전 냉각기의 효율 향상과 더불어 열전 냉각기의 구조적 안정성을 목적으로 열전 냉각기는 열전모듈보다 표면적이 넓은 냉각부와 방열부를 열전모듈에 장치하여 제작되고 있다. 그런데 이렇게 구성된 열전 냉각기는 열전모듈 이외의 지점에서 방열부와 냉각부 표면의 온도차로 인하여 방열부에서 냉각부로의 역방향 열전달이 발생하는 단점을 갖고 있다. 이를 보완하기 위해 일반적으로 방열부와 냉각기 사이에 단열재를 충전하는 방법을 사용하고 있으며, 이로 말미암아 열전모듈과 냉각부 사이에 생성된 공간에는 냉각부에서 열전모듈로의 열전달을 돕기 위하여 간격재를 삽입하고 있다.

본 연구에서는 간격재를 포함하는 열전 냉각기의 수학적 모델을 구성하고, 간격재가 열전 냉각기의 효율에 미치는 영향을 이론적으로 고찰하는데 목적이 있다.

2. 계의 구성

열전모듈(thermoelectric module, TEM)을 이용한 냉각기에서 냉각기의 냉동효율을 높이고, 방열부의 열저장 능력 제고 및 열전 냉동기 자체의 구조적 안정성을 높이기 위해 Fig. 1과 같이 열전모듈보다 열전달 면적이 넓은 냉각부와 방열부를 갖는 열전 냉각기를 구성하였다. 냉각부에서 방열부로의 열 구동을 발생시키는 열전모듈 표면을 제외한 영역에는 단열재를 충전하여 냉각기의 효율을 떨어뜨리는 방열부에서 냉각부로의 역방향 열전달을 제어하였다. 계의 단순화를 위하여 접합부의 열저항과 냉각부와 방열부에서 수평 방향의 열저항을 무시하였고, 각 물질치들은 온도에 상관없이 일정하다고 가정하였다.⁽⁷⁾

2.1 방열부와 냉각부에서의 온도분포

위의 계에 대하여 방열부와 냉각부에서 정상상태, 1차원 열전달 해석을 수행하면 다음과 같다.

$$\frac{d^2T}{dZ^2} = 0 \tag{1}$$

적절한 경계조건은 다음과 같다.

Hot-side

$$-q_h = -k \frac{dT}{dZ}, T = T_h \text{ at } Z = 0 \tag{2}$$

$$\text{Case I: } T = T_{ho} \text{ at } Z = -\sigma_h d \tag{3}$$

$$\text{Case II: } -k \frac{dT}{dZ} = h(T_b - T)$$

Cold-side

$$-q_c = -k \frac{dT}{dZ}, T = T_c \text{ at } Z = d \tag{4}$$

$$-T = T_{co} \text{ at } Z = \sigma_c d \tag{5}$$

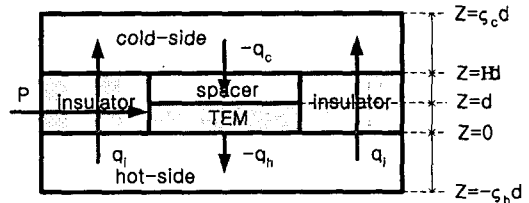


Fig. 1 Schematic diagram of TE cooler.

식(3)은 방열부 외측 표면에서 등온조건(Case I)과 열평형조건(Case II)을 각각 의미한다. 주어진 경계조건에 대하여 방열부와 냉각부에서의 온도 분포를 구하면 다음과 같다.

Hot-side

$$\text{Case I : } T = T_{h0} + \frac{q_h d}{k} \left(\sigma_h + \frac{Z}{d} \right) \quad (6)$$

$$\text{Case II : } T = T_b + \frac{q_c d}{k} \left(\sigma_h + \frac{k}{hd} + \frac{Z}{d} \right) \quad (7)$$

Cold-side

$$T = T_{c0} - \frac{q_c d}{k} \left(\sigma_c - \frac{Z}{d} \right) \quad (8)$$

식(6)~(8)로부터 열전모듈 표면 $Z=0$ 과 d 에서의 온도를 구하면 다음과 같다.

Hot-side

$$\text{Case I : } T_h = T_{h0} + \frac{q_h d}{k} \sigma_h \text{ at } Z=0 \quad (9)$$

$$\text{Case II : } T_h = T_b + \frac{q_c d}{k} \left(\sigma_h + \frac{k}{hd} \right) \quad (10)$$

Cold-side

$$T_c = T_{c0} - \frac{q_c d}{k} (\sigma_c - 1) \text{ at } Z=d \quad (11)$$

식(9)~(11)로부터 열전모듈의 표면온도는 냉각기 외측 표면의 온도와 열 플럭스, 냉각기 구조로 표현될 수 있음을 알 수 있다.

2.2 단열부에서의 온도분포

식(6)과 (8)로부터 단열부에서의 등온 경계조건을 다음과 같이 구성할 수 있다.

$$T_i = T_{h0} + \frac{q_h d}{k} \sigma_h = T_h \text{ at } Z=0 \quad (12)$$

$$T_i = T_{c0} - \frac{q_c d}{k} (\sigma_c - \epsilon) = T_{ed} \text{ at } Z=\epsilon d \quad (13)$$

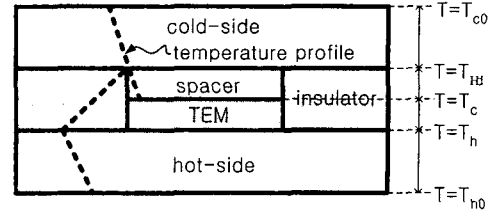


Fig. 2 Temperature profiles in TE cooler.

위 경계 조건을 만족하는 해를 구하면 다음과 같다.

$$T_i = T_h + (T_{ed} - T_h) \frac{Z}{\epsilon d} \quad (14)$$

단열부를 통하여 흐르는 열 플럭스는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} q_i &= (T_h - T_{ed}) \frac{k_i}{\epsilon d} \\ &= \frac{k_i}{\epsilon d} \left\{ T_{h0} - T_{c0} + \frac{q_h d}{k} \sigma_h + \frac{q_c d}{k} (\sigma_c - \epsilon) \right\} \end{aligned} \quad (15)$$

열전 냉각기에서의 개략적인 온도분포를 Fig. 2에 도시하였다.

3. 계의 해석

냉동기의 효율을 나타내는 성능계수(COP)는 다음과 같이 정의된다.

$$\text{COP} = \frac{Q_c}{P} \quad (16)$$

성능계수에 대한 운전 변수, 물성치, 그리고 냉각기의 구조의 영향을 고찰하기 위하여 열전 냉각기에서 다음의 에너지보존식을 구성하였다.

$$Q_c = A_{TE} q_c - A_i q_i \quad (17)$$

$$Q_h = A_{TE} q_h - A_i q_i \quad (18)$$

$$Q_h = P + Q_c \quad (19)$$

식(17)~(18)을 식(16)에 대입하여 정리하면 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$\text{COP} = \frac{\lambda}{1-\lambda} - \frac{\gamma}{(1-\gamma)(1-\lambda)} \left(\frac{q_i}{q_h} \right) \quad (20)$$

식(20)의 오른쪽 두번째 항은 단열부의 열 흐름에 의한 성능계수 감소량을 의미하며, γ 또는 q_i 가 영인 경우 일반적인 성능계수와 동일하다.

식(15)를 q_h 로 무차원화하면 다음과 같다.

$$\frac{q_i}{q_h} = x_i \left[\{(\Delta\theta + 1)\sigma_h + (\Delta\theta + \lambda)\sigma_c\} \frac{1}{\varepsilon} - \lambda \right] \quad (21)$$

여기서 $\Delta\theta$ 는 냉각기가 모두 냉각부 및 방열부와 동일한 재질로 구성되었을 때 예상되는 열 플럭스와 q_h 와의 비를 나타낸다.

식(21)을 식(20)에 대입하면 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$\text{COP} = \frac{\gamma x_i}{1-\lambda} \left[\left(\frac{1}{\gamma} x_i + 1 \right) \lambda - \{(\Delta\theta + 1)\sigma_h + (\Delta\theta + \lambda)\sigma_c\} \frac{1}{\varepsilon(1-\gamma)} \right] \quad (22)$$

Fig. 3에 식(22)를 $1/\varepsilon$ 에 대해서 도시하였으며, 그림에서 알 수 있는 바와 같이 $1/\varepsilon$ 이 증가할수록 성능계수는 단조 감소하였으며, $\varepsilon=1$ 에서 최소값을 나타내었다. $\varepsilon=1$ 일 때는 간격재가 없는 구조를 의미하므로 냉각기의 성능계수를 높이기 위해서는 간격재의 설치가 필요하다는 결론을 내릴 수 있다.

또한 이론적으로 성능계수는 영 이상이어야 하

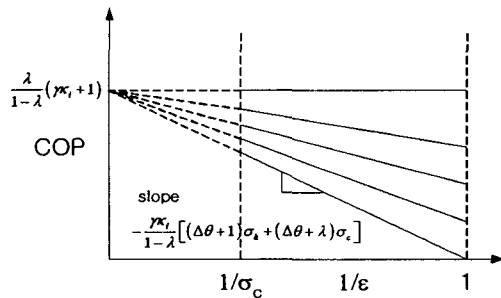


Fig. 3 COP vs. $1/\varepsilon$.

므로 다음의 부등식을 유도할 수 있다.

$$\Delta\theta \leq \frac{1}{\sigma_h + \sigma_c} \left[\left(\frac{1}{\gamma x_i} + 1 \right) \lambda - (\sigma_h + \lambda \sigma_c) \right] \equiv (\Delta\theta)_{\max} \quad (23)$$

$$T_{c0} \geq T_{h0} - \frac{q_h}{k} (\sigma_h + \sigma_c) (\Delta\theta)_{\max} \equiv (T_{c0})_{\min} \quad (24)$$

식(23)과 (24)로부터 열전 냉각기에서는 냉각부와 방열부 사이에 한계 온도차가 이론적으로 존재함을 유추할 수 있다. 즉, 방열부의 외기온도 T_{h0} 가 주어졌을 때 열전 냉각기로 냉각할 수 있는 최소 온도 $(T_{c0})_{\min}$ 가 존재함을 의미한다.

열전모듈에서의 에너지보존식은 아래와 같은 잘 알려진 Peltier 열, Joule 열, 그리고 모듈 자체의 온도차에 의한 열전도식으로 구성된다.⁽⁷⁾

$$A_{TE} q_c = ST_c I - \frac{I^2 R}{2} - k_{TE} A_{TE} (T_h - T_c) \quad (25)$$

$$A_{TE} q_h = ST_h I + \frac{I^2 R}{2} - k_{TE} A_{TE} (T_h - T_c) \quad (26)$$

식(9), (11), (25), 그리고 (26)을 연립하면 물성치와 경계조건, 운전조건으로 표현된 T_h , T_c , q_h , q_c 를 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$T_h = \frac{C_h}{D} \quad (27)$$

$$T_c = \frac{C_c}{D} \quad (28)$$

$$q_h = \frac{\alpha}{A_{TE} \sigma_h} \frac{1}{D} (C_h - DT_{h0}) \quad (29)$$

$$q_c = \frac{\alpha}{A_{TE} (\sigma_c - 1)} \frac{1}{D} (DT_{c0} - C_c) \quad (30)$$

여기서 계수 C_h , C_c 와 D 는 다음과 같이 정의된다.

$$C_h = \frac{\alpha^2}{\sigma_h} \left\{ \left(\frac{1}{\sigma_c - 1} - \beta - x_{TE} \right) T_{h0} - \frac{\sigma_h}{\sigma_c - 1} x_{TE} T_{c0} \right\} - \frac{\alpha}{2} \left(\frac{1}{\sigma_c - 1} - \beta - 2x_{TE} \right) \delta \quad (31)$$

$$C_c = \frac{\alpha^2}{\sigma_c - 1} \left\{ \left(\beta - x_{TE} - \frac{1}{\sigma_h} \right) T_{c0} - \frac{\sigma_c - 1}{\sigma_h} x_{TE} T_{h0} \right\} + \frac{\alpha}{2} \left(\frac{1}{\sigma_h} - \beta \right) \delta \quad (32)$$

$$D = \alpha^2 \left\{ \frac{1}{\sigma_h \sigma_c - 1} - \frac{1}{\sigma_h} (\beta + x_{TE}) - \frac{1}{\sigma_c - 1} (\beta - x_{TE}) + \beta^2 \right\} \quad (33)$$

식(27), (28)로부터 λ 를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\lambda = \frac{\sigma_c - 1}{\sigma_h} \frac{DT_{c0} - C_c}{C_h - DT_{h0}} \quad (34)$$

위 식을 식(22)와 (24)에 대입하면 물성치, 경계 조건, 운전조건만으로 구성된 COP와 $(\Delta\theta)_{max}$ 를 구할 수 있다.

4. 결과 및 토론

본 연구에서 구성한 수학적 모델의 타당성을 검증하기 위해서 주어진 조건에 대하여 여러 인자를 변화시켜 가며 간격재의 두께변화에 따른 성능계수의 변화를 고찰하였다. Fig. 4는 열전 모듈의 두께의 영향을 도시한 것으로, 간격재의 두께가 증가함에 따라 성능계수가 급격히 증가하다가 어느 한계값으로 접근하는 경향을 보인다. 열전 모듈의 두께가 1mm인 경우 한계값 0.306을 갖고, 간격재의 두께가 대략 2mm일 때는 그 한계값의 94%에 도달하며 이로부터 6%의 손실을 한계손실로 선정하였을 때 최적 간격재의 두께는 2

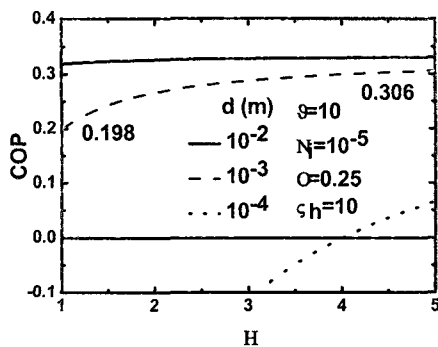


Fig. 4 COP vs. ϵ for various ...

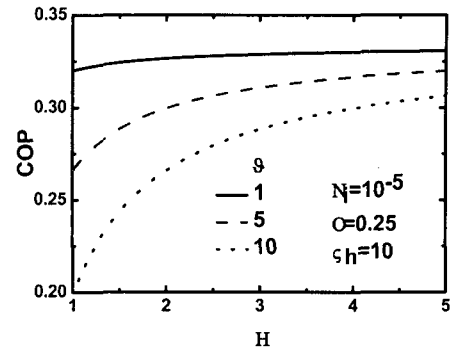


Fig. 5 COP vs. ϵ for various γ .

mm가 됨을 알 수 있다. 보다 현실적인 최적 두께의 선정은 다른 외부요인들, 즉 간격재의 가격, 요구되는 열전 냉각기 효율 등을 적용하여 구할 수 있다. 흥미롭게도 열전 모듈의 두께가 작아짐에 따라 성능계수는 작아지나 성능계수의 최대값과 최소값 간의 차이는 커지는 현상을 나타내었으며, 열전 모듈의 두께가 어느 값 이하에서는 성능계수가 음의 값을 나타내었다. 이는 열전 모듈의 두께가 작아지면 열전 냉각이 실현되지 못하는 영역이 존재함을 의미한다. 이로부터 성능계수가 음이 되는 경우에는 간격재가 절대적으로 필요하다는 결론을 도출할 수 있다.

역 열전달 면적과 전체 열전달 면적의 비를 의미하는 γ 의 영향을 Fig. 5에 도시하였다. γ 값이 커짐에 따라 최소 성능계수는 급격히 감소하는 반면, 접근 한계값은 서서히 감소하는 경향을 보였다.

반면 냉각부와 방열부의 열 플럭스 비를 의미하는 λ 에 대한 영향은 Fig. 6에 나타난 것과 같이 λ 값이 증가함에 따라 성능계수의 절대값이 증가

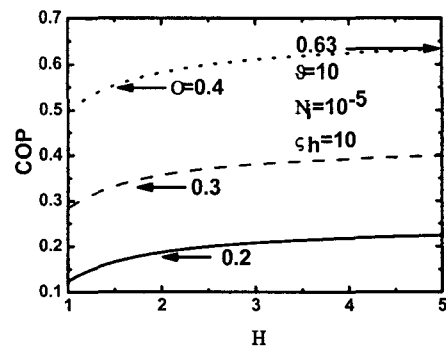


Fig. 6 COP vs. ϵ for various λ .

하였으며, λ 가 0.4인 경우 간격재의 두께에 따라 성능계수가 최대 0.63까지 증가하였다.

5. 결 론

간격재를 포함하는 열전 냉각기의 수학적 모델을 구성하여 이론적 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 도출할 수 있다.

(1) 간격재의 길이가 증가할수록 성능계수는 어느 값까지 급격히 증가하다가 수렴값으로 접근하는 경향을 보인다.

(2) 열전모듈의 두께가 감소할수록, γ 값이 증가할수록 간격재의 두께에 따른 성능계수의 변화도가 현저히 증가하고 λ 값의 증가에 따라 성능계수는 최대 0.63까지 증가한다.

(3) 열전 냉각기의 최저 냉각온도가 존재함을 이론적으로 보였으며, 이는 방열부와 냉각부 사이의 한계 온도차로 표현된다.

(4) 열전 냉각기의 성능계수를 기존의 연구와는 달리 열전 냉각기를 구성하는 물질의 물성치, 냉각기의 열전달 조건, 그리고 운전조건만의 함수로 표현하였다.

본 연구 결과 밝혀진 간격재와 성능계수 간의 비선형 관계는 정상상태 열전 냉각기의 해석 및 열전 냉각기의 실제 제작에 유용하게 사용될 것으로 기대된다.

후 기

이 논문 과학기술부 지원으로 수행하는 21세기 프론티어 사업(이산화탄소 저감 및 처리 기술개발)의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Ro, S. T. and Seo, J. S., 1990, Principles of thermoelectric refrigeration and system design, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Eng., Vol. 19, No. 3, pp. 135-145.
2. Riffat, S. B. and Ma, X., 2003, Thermoelectrics: a review of present and potential applications, Applied Thermal Eng., Vol. 23, pp. 913-935.
3. Venkatasubramanian, R., Sivola, E., Colpitts, T. and O'Quinn, B., 2001, Thin-film thermoelectric devices with high room-temperature figures of merit, Nature, Vol. 413, pp. 597-602.
4. DiSalvo, F. J., 1999, Cooling and power generation, Science, Vol. 285, pp. 703-706.
5. Harman, T. C. and Honig, J. M., 1967, Thermoelectric and thermomagnetic effects and applications, Mc-Graw Hill, New York, pp. 276-310.
6. Maruyama, S., Nino, E. and Ruocco, G., 2000, Analysis of a thermoelectrical device for active heat transfer control, Int. J. Thermal Sci., Vol. 40, pp. 911-916.
7. Chen, K. and Gwilliam, S. B., 1996, An analysis of the heat transfer rate and efficiency of TE (Thermoelectric) cooling systems, Int. J. Energy Research, Vol. 20, pp. 399-417.
8. Huang, B. J. and Duang, C. L., 2000, System dynamic model and temperature control of a thermoelectric cooler, Int. J. Refrig., Vol. 23, pp. 197-207.
9. Kang, B. H., Chan, H. J. Kim, S. Y. and Kim, S., 2002, Cooling characteristics at hot side of the thermoelectric module for an air conditioner, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Eng., Vol. 14, No. 3, pp. 214-220.

1. Ro, S. T. and Seo, J. S., 1990, Principles of