열전소자와 PF Type 진동형 히트파이프를 이용한 냉·난방기에 관한 연구

김 종 수†, 임 용 빈*, 조 원 호**
부경대학교 기계공학부, *부경대학교 대학원, **한국수력원자력(주) 원자력교육원

The Experimental Study on Cooling-Heating System Using Thermoelectric Module and Parallel Flow Type Oscillating Heat Pipe

Jong-Soo Kim†, Yong-Bin Im*, Won-Ho Cho**
School of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Pusan 608-739, Korea
**Graduate School, Pukyong National University, Pusan 608-739, Korea*
***Nuclear Power Education Institute, Ulju, Ulsan 689-880, Korea*

(Received March 8, 2004; revision received June 21, 2004)

ABSTRACT: The purpose of this study was to develop a cooler/heater using a thermoelectric module combined with a parallel flow type oscillating heat pipe with R-142b as a working fluid. The experiment was performed for 16 thermoelectric modules (6 A/15 V, size: 40×40 ×4 mm), varying design parameters of the heat pipe (inclination angle, working fluid charging ratio, etc.). Experimental results indicate that the optimum charging ratio and the inclination angle of the parallel flow type oscillating heat pipe were 30% by volume and 30°, respectively. The maximum cooler/heater capacity were 479 W (COP : 0.47) and 630 W (COP : 0.9), respectively.

Key words: Thermoelectric module(열전소자), Parallel flow type oscillating heat pipe(PF type 진동형 히트파이프), Charging ratio(충전비)

기 호 설 명

COP : 성능계수
I : 전류 [A]
k : 열전도도 [W/mK]
P : 펠티어 효과
Q_c : 냉각열량 [W]
Q_h : 가열량 [W]
R : 전기저항 [Ω]
V : 전압 [V]

그리스 문자

α : Seebeck 계수 [V/K]
ΔT : 접점의 온도차 [K]
σ : Thomson 계수 [V/K]
θ : 경사각도 [°]

하첨자

C : 저온부
cal : calculated

† Corresponding author
Tel.: +82-51-620-1502; fax: +82-51-611-6368
E-mail address: jskim@pknu.ac.kr

exp : experimental
H : 고온부
J : Joule effect
P : Peltier effect

1. 서 론

1854년 James Prescott Joule과 William Thomson이 실험에 의해 단열팽창효과(Joule Thomson Effect)를 발견한 이후로 한 세기에 걸쳐 냉동산업은 눈부신 발전을 이루어 내었지만 근래에 들어 압축기를 기반으로 하는 냉동시스템의 발전이 한계에 이르렀다는 의견이 제기되고 있는 실정이다. 그 이유로는 지난 십 수년간 괄목할 만한 냉동효율(COP)의 증가가 없었고 Vienna 협정(1985), Montreal 협약(1987), Kyoto 협약(1997) 등에서 오존층 파괴와 지구 온난화 현상을 야기하는 CFCs, HCFCs의 생산 및 사용의 제한을 둔다는 점이다. 따라서 현재 냉동산업의 여러 분야에서 Air, CO_2, NH_3 등의 환경 친화적인 냉매를 개발 중에 있으나 아직 충분히 만족할 만한 대체냉매는 개발하지 못한 실정이다. 이에 전자냉동, 자기냉동, 초음파냉동 등의 다양한 방법의 냉동시스템이 개발되어지고 있다. 그중 전자냉동시스템에 관한 연구가 국내외적으로 가장 활발히 이루어지고 있고, 적용 분야도 비교적 넓다. 전자냉동은 압축기를 기반으로 하는 냉동시스템에 비해 가격이 비싸며, 대형화 및 효율성 측면에서 문제가 있으나, 정밀온도제어가 가능하고, 신뢰성, 저소음, 소형화, 운반성 등의 장점으로 다양한 분야에의 적용이 이루어지고 있다.[1,2]

1821년 Seebeck은 두 개의 서로 다른 전도체의 접합부에 열을 가하였을 때 양단에 전위차가 생긴다는 실험결과를 발표하였다. 1833년에는 Jean Peltier가 서로 다른 물질에 전류를 통과시켰을 때 접합부 근처에서 온도차가 생긴다는 것을 발견하였다. 이후 Lenz에 의한 Peltier 효과의 본질규명과 Thomson에 의한 Seebeck과 Peltier 계수들의 관계가 밝혀졌으며, 1911년 Altenkirchon에 의해서 열펌프 및 발전에 관한 이론이 정립되었다.[3,4] 최근에는 Solomon[5]에 의해서 열전소자의 재료와 형상, 구조 등을 변화시킴으로써 냉동기의 성능을 향상시키는 연구가 발표되었고, Miner and Majumdar[6]는 과도전류 열전효과를 이용하여 열전소자의 성능을 향상시켰다. 그리고 Huang et al.[7]는 열전소자의 고온 측에서 충분한 방열이 이루어질 경우에 열전소자가 최대 성능을 발휘할 수 있다는 연구를 발표하였다. Hong and Wendy[8] 등은 노트북의 Processor의 발열량을 제거하기 위한 열전소자에 관한 연구논문을 발표하였다. 또한, Yoo et al.[9]은 열전소자 및 열전냉각장치에 관한 이론해석과 실험을 수행하여 최대 성적계수와 온도특성의 관계를 규명하였다.

열전소자에서 Heat pumping된 냉 · 온열의 공기측 전달은 대류 열전달 기구에 의해 크게 좌우되며, 공기측 대류 열전달을 향상시키기 위해서는 전열면적의 확대가 필요하다. 열전소자와 방열핀의 결합, 수냉 쟈킷 혹은 왹형의 히트파이프로 이루어진 연구는[8,10-12] 다수 발표되었으나, Parallel Flow Type Oscillating Heat Pipe(이하 PFHP)를 열전소자에 적용한 연구는 부족한 실정이다. Oscillating Heat Pipe는 우수한 열전달 성능을 가지며, 윅(wick)을 사용하는 일반적인 히트파이프에 비해 제작이 용이한 장점을 갖는다.[13] 또한, 공조기의 응축기나 자동차용 방열기로 사용되고 있는 알루미늄 마이크로 채널 열교환기를 Oscillating heat pipe의 용기로 사용할 경우 열교환기 전열면적의 밀집도가 크게 증가하므로 공기측 전열성능을 향상시킬 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 PFHP를 열전소자의 공기측 열교환기로 적용하여 시험장치를 제작하고 성능시험을 수행하였으며, 열전소자 해석과 실험결과에 대한 비교 · 검토를 바탕으로 열전소자 냉 · 난방기를 개발하고자 하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 기본 열전달 특성 및 상관

열전소자의 기본원리에서 Thomson 효과와 열전소자의 측면 방향으로의 열전달을 무시한다면, 열전소자를 통한 전열량은 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_c = \alpha T_c - \frac{I^2 R}{2} - k\Delta T \qquad (1)$$

우측 변에서 첫번째 항은 Peltier 효과에 의한 냉각열량(Q_P)이며, 두번째 항은 열전소자에서 발

생하는 Joule 열(Q_J) 중 절반에 해당하는 값으로 저온부로 침입하는 열량이다. 세번째 항은 열전소자의 고온부(T_C)와 저온부(T_H)의 온도차에 의한 전도열량(Q_k)이다.

열전소자의 냉각능력인 Q_C와 발열부에서 제거되어지는 열량인 Q_W의 관계를 Fig. 5와 같이 Heat balance를 잡으면, 열전소자의 전기적 특성에 의해 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

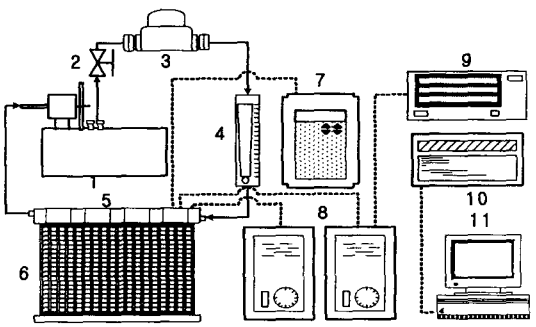
$$Q_C = Q_W - \frac{I^2R}{2} \tag{2}$$

가열 적용실험에서는 식(3)을 적용할 수 있다.

$$Q_H = Q_W + \frac{I^2R}{2} \tag{3}$$

2.2 실험장치

본 연구에서 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 1과 같다. 실험장치는 크게 하나의 냉·온수 순환장치와 직류전원 공급장치로 구성되어 있으며, 세부적으로 열원부, 계측부, 제어부, 시험부로 구성되어졌다. 열원부에는 냉각수의 온도를 283~313 K로 유지시키는 항온조(Heto, HMT300)가 있으며, 데이터 계측부는 다점 온도를 측정하는 Hybrid Recorder(Yokogawa, DR-230)와 인터페이스를 위한 PC로 구성되어 있다. 열전소자로 공급되는 전력은 Digital Power Meter를 이용하여 측정하였으며, 5 A와 12 V로 일정하게 유지하였다. 제어부는 50~200 kg/h로 공급되는 냉온수의 유량을 조절하기 위한 니들밸브와 순환펌프, 그리고 시험부를 통과하는 공기의 풍량을 제어하기 위한 팬과 인버터(LG, IS3)로 구하였다.



1. Water circulation bath
2. Needle valve
3. Water pump
4. Flow meter
5. Thermoelectric module
6. Parallel flow heat pipe
7. Inverter
8. AC/DC convertor
9. Power meter
10. Data logger
11. Personal computer

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

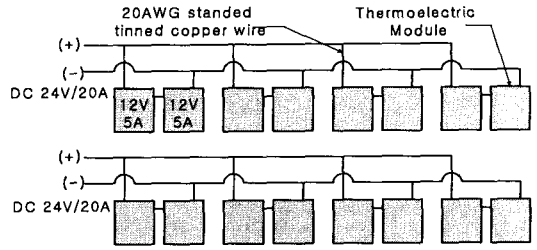


Fig. 2 Arrangement of lead wires.

본 연구에서 사용된 PFHP의 경우 최대 냉·난방 능력은 610 W 및 1,100 W이며,[14] 53 W급 열전소자 16개를 사용하여 시험부를 구성하였다. 각 열전소자는 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 2개의 열전소자가 1조로 직렬연결되며, 4조가 병렬연결되도록 8개의 열전소자를 직·병렬로 결선한 후 24 V/20 A 용량의 직류 전원기에 연결하였다. 열전소자는 AceTec Co.의 HMN6040을 사용하였으며 열전소자의 세부사항은 Table 1에 나타내었다. PFHP는 39개의 알루미늄 미니채널 튜브와 2개의 분배헤더로 이루어진 알루미늄 마이크로 채널 열교환기를 용기로 사용하여 자체 제작하였으며, 형상과 세부사항은 각각 Fig. 3과 Table 2에 나타내었다. PFHP의 작동유체로서 대기압 하에서의 삼중점과 임계점이 각각 223 K과 398 K의 물성치를 갖는 냉매 R-142b를 사용하였다.

Table 1 Specification of thermoelectric module (AceTec Co., HMN6040)

Thermoelectric module	
Maximum current, A	6.0
Maximum Voltage, V	15.0
Maximum Capacity, W	53
ΔT_{max}, K	69
Internal resistance, Ohm	2.1±10%
Height, mm	4±0.2
Unflatness and nonparallel	0.020

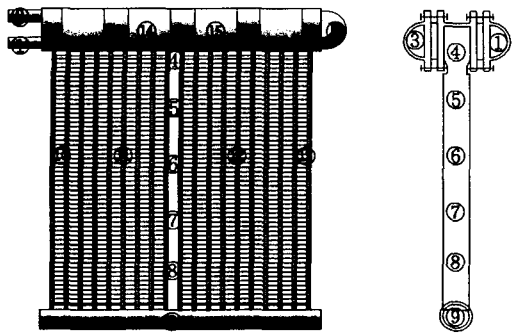


Fig. 3 Thermocouple locations.

Table 2 Specification of PFHP

Parallel flow type oscillating heat pipe	
Size (L×W×T)	450×325×20
Fin	Louvered plat fin
Fin pitch	750
Area of heat transfer (m^2)	2.8224
Working fluids	R-142b
Charging ratio (volumetric)	20, 30, 40%
Inside figuration of each tube	ϕ2 mm×6

2.3 실험방법

본 실험은 냉각 및 가열 실험으로 나누어진다. 열전소자의 냉각열량을 구하기 위해 ϕ0.25 mm의 T형 열전대를 냉각수 입출구와 곡부에 원주방향으로 4점을 부착하였다. 그리고 PFHP의 성능테스트를 위해 수직방향으로 6점, 수평방향으로 5점을 PFHP의 표면에 부착하였으며, 16개의 열전소자 중 4개의 저온부와 고온부 각각에 열전대 1점씩 부착하여 열전소자의 고·저온부의 평균 온도로 사용하였다. 시험부에 유입되는 냉각수의 유량은 순환펌프의 회전수 및 Needle valve를 통해서 조절하였으며, 열전소자의 양쪽 발열부에 설치된 수냉 재킷의 형상은 Fig. 4와 같다.

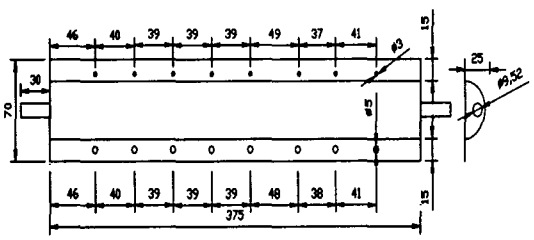


Fig. 4 Specification of water jacket.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 냉각성능

열전소자와 PFHP를 이용한 냉각실험에서 히트 파이프의 작동유체의 충전비 및 냉각수 입구의 온도, 전면풍속에 따른 열전소자의 냉각능력을 알아보기 위해 항온수조로부터 발열부로 공급되는 냉각수의 온도와 유량을 283 K과 200 kg/h로 일정하게 유지하였으며, 이때 PFHP로 유입되는 입구공기의 상태는 건구온도 298±1 K, 상대습도 70±2%에서 실험을 수행하였다.

Fig. 6에서는 충전비에 따른 열전소자의 냉각능력을 나타내었는데, 20%와 30%는 비슷한 냉각능력을 나타내었으나 40%는 약 10% 정도 더 낮은 냉각능력을보였다. 여기서 충전비는 체적비를 의미한다.

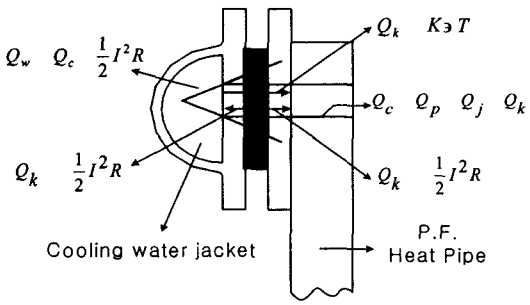


Fig. 5 Heat balance between thermoelectric module and PFHP.

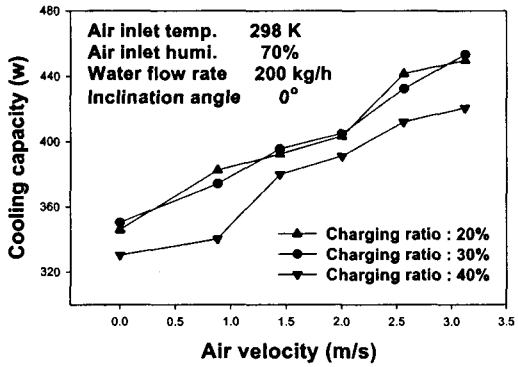


Fig. 6 Effect of charging ratio and air velocity on the cooling capacity.

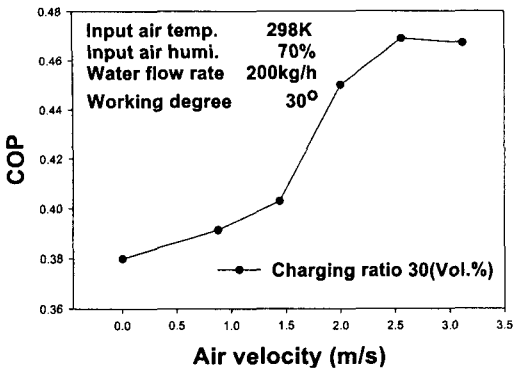


Fig. 7 Variation of COP with facial air velocity.

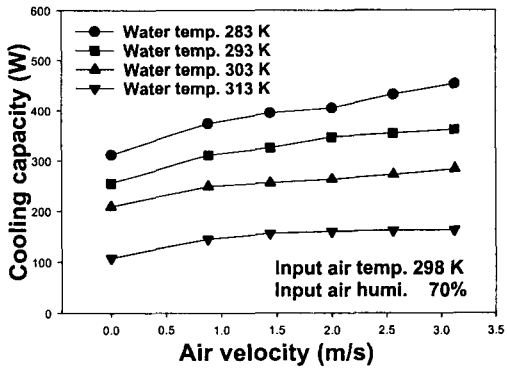


Fig. 9 Effect of cooling water temperature and air velocity on the cooling capacity.

Fig. 7에서는 충전비 30%, 경사각 30°일 때, 냉각능력에 따른 성능계수를 나타낸 것이다. 성능계수(COP)는 식(4)와 같이 정의된다.

$$COP = \frac{\text{Cooling Capacity}}{\text{Input Power}} = \frac{Q_C}{P} \qquad (4)$$

COP값이 증가하다가 전면 풍속 3.12 m/s에서는 다소 감소하는 것을 볼 수 있는데, 이는 식(1)에서 알 수 있는데, 입력전력의 증가부분에 대해 저온부로 침입하는 줄열량(Q_J)는 전류값의 자승에 비례하여 증가하기 때문이다. 따라서 이상의 높은 전류값은 다소의 냉각능력 증가는 있더라도, COP가 감소하므로 효율성 측면에서 제고되어야 할 것이다.

Fig. 8에서는 이론값과 실험값을 비교하여 나타내었다. 이론값($Q_{cal.}$)이 실험값($Q_{exp.}$)보다 약 25 % 정도 더 높음을 볼 수 있다. 이것은 식(1)에서 나타낸 것처럼 Joule effect에 의한 발생열량 중 절반이 저온부로 침입한다고 가정하였으나 실제에 있어서는 양 단면의 온도차와 열전소자의 전기적 저항특성에 의해 절반값보다 더 많은 양이 저온부로 침입한 것으로 판단된다.

Fig. 9에서는 열전소자의 고온부로 유입되는 냉각수의 온도변화에 따른 전열성능을 나타내었다. 유입되는 냉각수의 온도가 283 K에서 303 K로 증가될 때에는 비례적으로 감소하나, 313 K에서는 보다 급격히 감소됨을 알 수 있었다. 이는 고온부에서 발생되는 열량을 확실히 제거해 주어야만 열전소자가 효과적으로 작동하기 때문이다.

3.2 가열성능

PFHP의 작동유체 충전비와 전면풍속을 변화

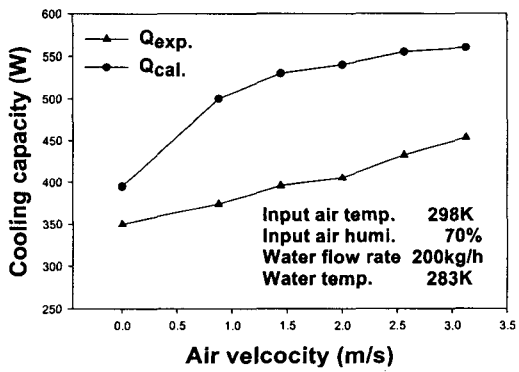


Fig. 8 Comparision of cooling capacity between theoretical and experimental values.

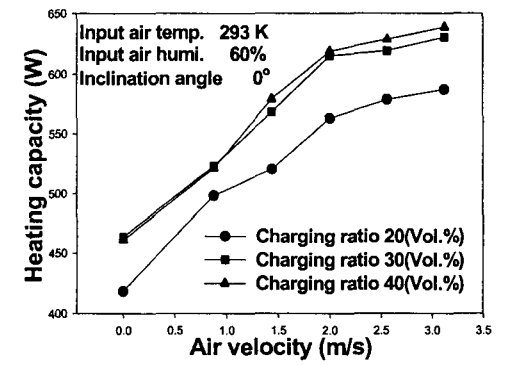


Fig. 10 Effect of charging ratio and air velocity on the heating capacity.

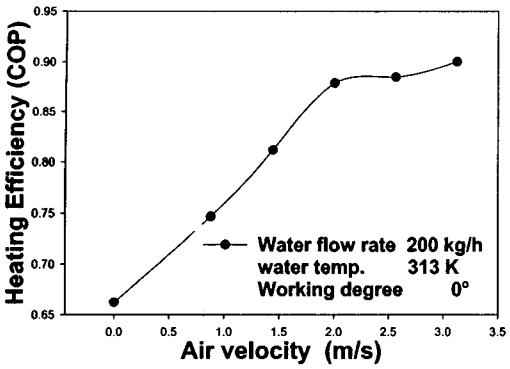


Fig. 11 Variation of COP with facial air velocity.

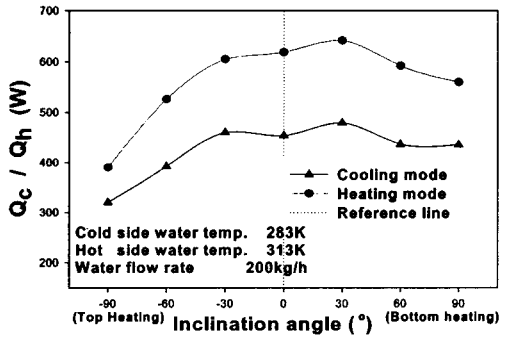


Fig. 12 Variation of cooling and heating capacity with inclination angle.

시키며, 열전소자의 가열능력에 관한 실험을 수행하였다.

입구공기의 상태가 건구온도 293±1 K, 상대습도 60±2%일 때, 열전소자와 PFHP의 전열특성을 알아보았다. Fig. 10은 PFHP의 작동유체(R-142b) 충전비에 따른 열전소자의 가열능력을 나타내었으며, 최적의 충전비는 30%인 것으로 나타났다. 냉각실험에서는 과다충전이 문제였으나, 가열의 경우 충전비 20%에서 작동유체의 부족현상이 나타났다.

Fig. 11에서는 전면풍속에 따른 가열효율을 나타내었다. 전면풍속 2.0 m/s 이상에서 COP가 0.85 이상이었으며, 전면풍속 3.12 m/s에서는 최대값을 나타내었다. 일반 히터의 효율이 1인 것에 비해 열전소자의 가열효율이 낮은 이유는 Joule effect 이외에 부가적으로 Peltier effect가 생기기 때문이다.

Fig. 12에서는 PFHP의 작동각도에 따른 냉각 및 가열능력을 나타내었다. 냉각, 가열 모두 30>0>−30>60>90>−60>−90°의 추이를 따랐으며, 두 방식 모두 만족할 수 있는 경사각은 0° (Horizontal mode)인 것을 알 수 있었다.

4. 결 론

본 논문에서는 열전소자와 작동유체 R-142b를 사용한 PFHP를 이용하여 냉각 및 가열에 대한 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 냉각 및 가열 실험에서 최적의 작동유체 충전비는 30%로 나타났다.

(2) 냉각 실험시 열전소자의 최대 냉각열량은 PFHP의 경사각 30°에서 479 W(29.94 W/unit), COP는 0.47로 나타났다.

(3) 냉각수의 온도를 변수로 한 실험에서는 열전소자에서 발생하는 열을 충분히 제거해 주어야만 원활한 Heat Pumping이 이루어짐을 알 수 있었다. 즉, 고온부에서의 방열이 열전소자의 냉각능력에 중요한 변수임을 확인할 수 있었다.

(4) 열전소자와 PFHP의 가열 실험시 열전소자의 가열능력은 경사각 30°에서 630 W(39.37 W/unit)이었으며, 최대 가열효율(COP)은 0.90으로 나타났다.

(5) PFHP의 경사각에 따른 냉각능력, 가열능력은 30>0>−30>60>90>−60>−90° 순서로 우수하였다. 또한 하부 가열모드(Bottom heating)보다 상부 가열모드(Top heating)에서 각도의 영향이 크게 나타났다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 부경대학교 친환경첨단 에너지기계 연구센터의 지원(과제번호 : R12-2003-001-01001-0)에 의한 것입니다.

참고문헌

1. Haruo, U., Yasuyuki, I. and Nobutake, S., 1997, Study of thermoelectric dehumidifier, The Japan Society of Mechanical Engineers, No. 97-25, pp. 132-135.
2. Song, S. H., Cho, W. H. and Kim, J. S., 2002, Development of cooling-heating heat ex-

changer using thermoelectric module and PF type heat pipe, Pusan-Ulsan Kyongnam SAREK '02 Autumn Anual Conference, pp. 13-19.
3. Ro, S. T. and Seo, J. S., 1990, Principle of thermoelectric refrigeration and system design, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Eng., Vol. 19, No. 3, pp. 135-145.
4. Angrist, S. W., 1970, Direct Energy Conve sion, Allyn and Bacon, Inc., 2nd ed., Boston. pp. 15-38.
5. Solomon, M., 1998, Determination of thermo electric module parameters, 18th Int. Conference on Thermoelectrics, pp. 519-524.
6. Miner, A. and Majumdar, A., 1999, Thermoelectro mechanical refrigeration based on transient thermoelectric effects, Proceedings of the 18th International Conference on Thermo-Electrics, pp. 27-30.
7. Huang, B. J., Chin, C. J. and Duang, C. L., 2000, A design method of thermoelectric cooler, International J. Refrigeration, Vol. 23, pp. 208-218.
8. Hong, X., Wendy, L. and Kelvin, H., 1996, Thermal solution to pentium processors in TCP in notebooks and sub-notebooks, IEEE Transactions on Component Packaging and Manufacturing Technology: Part-A, Vol. 19, No. 1, pp. 208-218.
9. Yoo, S. Y., Hong, C. P. and Shim, W. S., 2004, A study on the performance of thermoelectric module and thermoelectric cooling system, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Eng., Vol. 16, No. 1, pp. 62-69.
10. Kang, B. H., Chang, H. J., Kim, S. Y. and Kim, S., 2002, Cooling characteristics at hot side of the thermoelectric module for an air conditioner, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Eng., Vol. 14, No. 3, pp. 214-220.
11. Japan Heat Pipe Association, 2003, Practical Heat Pipe, 2nd ed., Japan Business Line.
12. Bintoro, J. G., Akbarzadeh, A., Mochizuki, M. and Nguyen, T., A compact cooling system with triple technologies, Proc. of the 7th Int. Heat Pipe Symposium, pp. 85-91.
13. Lee, W. H., 2000, Study on heat transfer and flow characteristics of oscillating capillary tube heat pipe, Ph. D. Thesis, Pukyong National University, Pusan, Korea.
14. Cho, W. H., Choi, S. H., Kim, J. W. and Kim, J. S., 2002, Development of serpentine heat pipe heat exchanger of cooling and heating for the Greenhouse, Proc. of the KSME 2002 Spring Anual Conference.
15. Nolas, G. S., Sharp, J. and Goldsmid, H. J., 2001, Thermoelectrics Basic Principles and New Materials Developments, Berlin New York Springer, pp. 1-5.
16. Goldsmid, H. J., 1989, Electronic Refrigeration, London Pion, pp. 1-16.