

전자냉각용 히트파이프 히트싱크 개발

이 기 우[†], 박 기 호, 이 석 호, 유 성 연^{*}
 한국에너지기술연구원 폐열이용연구센터, *충남대학교 기계설계공학과

Heat Pipe Heat Sink Development for Electronics Cooling

Ki-Woo Lee[†], Ki-Ho Park, Seok-Ho Rhi, Seong-Yeon Yoo^{*}

Korea Institute of Energy Research, Waste Heat Utilization Research Center, Daejeon 305-343, Korea
**Department of Mechanical Design Engineering, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea*

(Received June 10, 2002; Revision received July 14, 2002)

ABSTRACT: A heat sink (HS) system using heat pipes for electronics systems was studied. The experimental results indicate that a cooling capacity of up to 150 W at an overall temperature difference of 50°C can be attainable. The heat sink design program also showed that a computer simulation can predict the most of the parameters involved. To do so, however, the interior temperature distribution had to be verified by experimental results. The current simulation results were close to the experimental results in acceptable range. The simulation study showed that the design program can be a good tool to predict the effects of various parameters involved in the optimum design of the heat sink.

Key words: Heat pipe(히트파이프), Heat sink(히트싱크), Screen wick(스크린 워크)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m^2]
 h : 열전달계수 [$W/m^2\text{ }^\circ C$]
 HS : heat sink
 k : 열전도계수 [$W/m\text{ }^\circ C$]
 L : 길이 [m]
 Q : 열전달량 [W]
 r : 반경 [m]
 R : 열저항 [$^\circ C/W$]
 S : 형상계수 [m]
 t : 온도 [$^\circ C$], 관 두께 [m]
 t_c : 냉각유체 온도 [$^\circ C$]

Δt_{h-c} : 열원과 냉각유체의 온도 차이 [$^\circ C$]
 u : 공기 유속 [m/s]

그리스 문자

η : fin 효율
 λ : 증발잠열 [J/kg]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

c : condenser section, cold
 $cond$: condensation
 $conv$: convection
 e : evaporator section, effective in 식(5)
 h : heater
 i : inner

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3166; fax: +82-42-860-3133

E-mail address: kwlee@kier.re.kr

- o* : outer
- p* : pipe
- pad* : thermal pad
- pl* : evaporator holding plate
- t* : tube
- T* : total
- v* : vapor
- w* : wick

1. 서 론

최근의 많은 전자요소들은 일반적인 공기에 의한, 그리고 자연대류에 의한 Passive 방열장치의 냉각능력 이상의 냉각장치를 필요로 하여지게 되었다. 많은 부문에서 히트파이프는 열성능을 향상시키고, 그리고 최근의 전자냉각에 있어서 하나의 중요한 열문제들의 해결책으로 자리매김을 하고 있다. 히트파이프의 원리는 1944년 Gaugler에 의하여 고안된 후 1964년 Grover에 의해 보다 나은 성능으로 고안되었다.^(1,2) 히트파이프는 밀폐용기 내부의 작동유체가 연속적으로 증기-액체간의 상변화(phase change) 과정을 통하여 용기 양단 사이에 열을 전달하는 장치로 잠열(latent heat)을 이용하여 열을 이동시킴으로써, 단일 상(phase)의 작동유체를 이용하는 통상적인 열전달 기기에 비해 매우 큰 열전달성능을 발휘한다. 히트파이프의 기본적인 구조는 밀폐용기, 작동유체와 용기 내부의 모세관(wick)으로 이루어지며, 외벽의 재료 및 작동유체의 종류, 모세관 구조물의 종류, 액체의 귀환(return)방법, 내부의 기하학적 형태, 작동온도 등에 따라 다양하게 분류된다.

히트파이프는 워(wick)의 모세관력이 주된 작동요인이기 때문에 워의 선정과 설계는 중요한 설계요인이며, 높은 주의를 요하게 된다. 워의 주된 목적은 작동유체를 응축부로부터 증발부로 원활히 이동시키기 위해 모세관력을 발생시키는 것이고, 전체적으로 투과성(Permeability)이 좋아서 증발부의 열이 전해지는 어느 부분이나 액체가 균일하게 분포되어지도록 만드는 것이다. 워의 선택은 많은 요인들과 작동유체의 종류에 따라 신중히 결정되어야 한다.⁽³⁾

본 연구에서는 히트파이프 히트싱크를 만들기 위하여 히트파이프의 재질, 작동유체의 주입량, 워

의 재질 및 구조, 그리고 기타 물리적 형상 등을 기초연구⁽⁴⁾로부터 결정하여 설계하고 제작된 히트파이프 히트싱크의 열전달성능에 영향을 미칠 수 있는 여러 변수(경사각, u_c 등)들에 대한 실험적인 연구를 수행하였다. 아울러 히트싱크를 설계하기 위한 프로그램을 개발하고 이 프로그램의 검증을 위하여 실험결과와 비교를 해보도록 하였다.

2. 실험장치

Fig. 1에 보이는 것처럼 본 연구에서 수행된 히트파이프(Heat pipe) 히트싱크(Heat sink)는 전자부품 냉각용으로 개발된 시스템으로 열원(Heat Source)과 냉각유체 사이의 온도차가 50℃일 경우에 최대 150 W 이상의 열전달성능을 갖도록 설계되었다. 실험을 위해 개발된 히트파이프 히트싱크는 크게 증발부와 응축부, 그리고 그 사이를 유체가 이동할 수 있도록 연결된 수송부로 구성되어 있다. 본 연구에서는 기초실험 연구 및 설계 프로그램으로부터 얻어진 최적의 데이터를 바탕으로 제작된 두 종류의 히트파이프 히트싱크가 개발되었다.

본 연구를 위하여 사용된 히트싱크에 사용된 히트파이프는 두 종류로 6 mm O.D 동관에 100 mesh 두 겹 Copper 스크린(screen) 워 구조를 가지고 있으며, 1.92 cc 증류수를 작동유체로 사용했다(HS 1). 다른 하나는 8 mm O.D 동관에 200 mesh 세 겹 Copper 스크린 워 구조를 가지고 있으며, 2.5 cc 증류수를 작동유체로 사용했다(HS 2). 각각의 히트 파이프는 50 mm의 증발부, 100 mm의 수송부, 그리고 150 mm의 응축부로 구성되어 있다. 각 히트파이프는 50×50×10 mm의 히트싱크의 증발부인 알루미늄 블록(block)의 상부에 10 mm 간격으로 만들어진 구멍에 삽입되었다. 따라서 세 개의 히트파이프가 알루미늄 블록

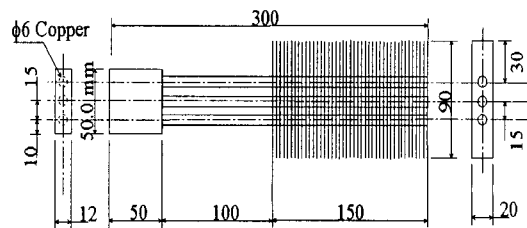


Fig. 1 Test heat sink assembly.

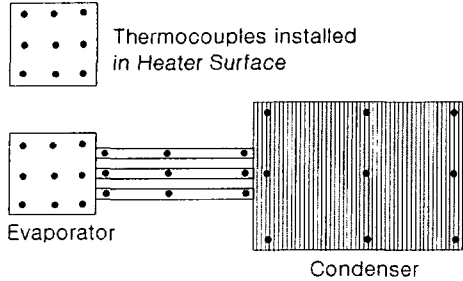


Fig. 2 Thermocouple positions.

에 삽입되어진 형태로 히트싱크의 증발부를 구성하고 있다. Fig. 1에 보이는 것처럼 각 히트파이프는 증발부에 삽입된 50 mm와 100 mm의 수송부를 갖고 있으며, 나머지 150 mm는 20×90×1 mm의 알루미늄 흰(fin)이 2 mm 간격으로 부착되었다.

Fig. 2는 본 연구를 위해 히트싱크에 부착한 열전대의 위치를 표시하고 있다. 가열부에는 9개의 열전대가 가열부 표면에 연결되었으며, 히트싱크에는 증발부에 9개, 수송부에 9개, 그리고 응축부에 9개의 열전대를 부착하여, 총 27개의 열전대를 부착하였다. 각각의 열전대는 Data Acquisition System(Daqbooks with DasyLab 5 by DasyTech)에 연결되었으며, 컴퓨터를 통해 상시 히트싱크의 온도변화를 감시할 수 있도록 하였다.

가열부는 3개의 직경 5 mm의 카트리지(Cartridge) 히터를 50×50×10 mm의 알루미늄 블록에 삽입하여 제작되었으며, 전체 최고 300 W까지의 가열능력을 갖도록 특별히 제작되었다. 가열부는 9개의 열전대를 가열부에 부착하여 실험 전에 온도분포를 확인하였으며, 가열부의 온도분포는 50×50 mm의 면적 내에서 균일한 것으로 관찰되었다.

Fig. 3는 본 연구를 위해 제작된 히트싱크 실험

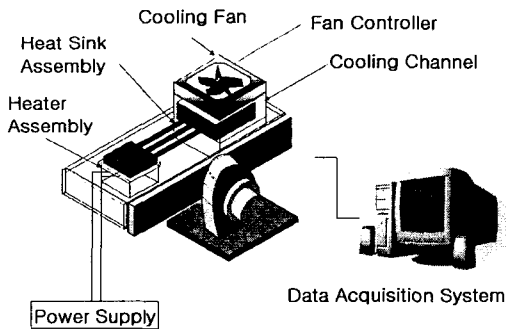


Fig. 3 Experimental setup.

협장치이다. 본 실험장치는 경사각을 자유자재로 변화시킬 수 있도록 특별히 제작되었다. 응축부에는 응축부의 전체 흰 면적에 균일한 냉각유체의 유동을 위해 응축부 크기에 맞게 유동채널이 제작 설치되었다. 응축부의 공기유동을 위해 90×90 mm의 방열팬(Cooling fan)이 설치되었으며, 1~2.5 m/s까지의 유동속도를 조절할 수 있도록 속도조절장치와 연결되었다. 아울러 증발부는 열손실이 없도록 완벽히 단열되었다.

3. 분석과 시뮬레이션

Fig. 4는 히트파이프 히트싱크 분석을 위해 히트파이프 하나를 대상으로 설정한 시뮬레이션 모델을 보여주고 있다. 히트파이프의 열원으로부터 냉각유체까지 열이 전달되기까지 각 경계의 온도를 규명하고 있으며, 히트파이프 히트싱크의 분석 및 시뮬레이션은 전체 열저항 네트워크에 바탕을 두고 수행하게 된다. 아울러 Fig. 5의 순서도를 통하여 볼 수 있듯이, 시뮬레이션은 근본적으로 각각의 열저항에 바탕을 두고, 워 등 각 구성부를 분석하여 작동한계를 계산하고, 그 값이 필요로 하는 값을 만족시켜야 함과 동시에, 열저항이 Gauss-Seidel 방법⁽⁵⁾에 의한 반복계산에 의해 최종적으로 수렴조건($t_i^{n+1} - t_i^n \leq \epsilon$)을 만족시킴으로써 시뮬레이션을 수행하게 된다.

히트싱크 시스템 전체 열전달능력은 시스템 열원과 냉각유체의 온도 사이의 온도차를 히트싱크 전체 열저항의 합계로 나눈 값으로 표현할 수 있다. 아울러 각 부분의 열저항은 참고문헌⁽³⁾의 방법에 바탕을 두고 다음과 같이 표현할 수 있다.

히트싱크 전체 열전달성능은 식(1)으로 나타낼 수 있다.

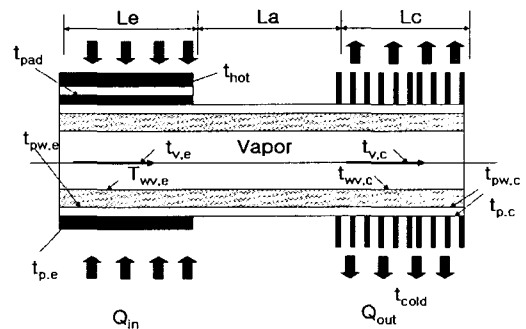


Fig. 4 Heat pipe simulation model.

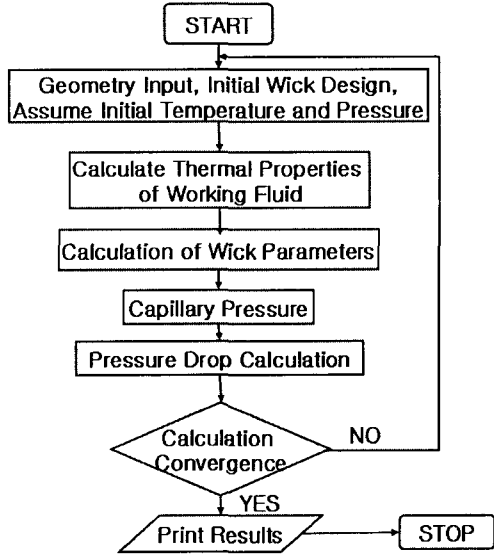


Fig. 5 Simulation flow chart.

$$Q = \frac{\Delta t_{h-c}}{\sum R} \quad (1)$$

히트싱크에 관계하는 열저항들은 다음과 같다.

열원과 히트싱크 사이의 열저항 :

$$R_{pad} = \left(\frac{L_{pad}}{k_{pad} A_{pad}} \right) \quad (2)$$

히트싱크 증발부 블록과 히트파이프 외벽 사이의 열저항 :

$$R_{t,b} = \left(\frac{1}{kS} \right) \quad (3)$$

S는 열전도 형상계수이다.

증발부 히트파이프 벽에서의 열저항 :

$$R_{t,e} = \left(\frac{r_o t_p}{2L_e k_p} \right) \quad (4)$$

증발부 히트파이프 외에서의 열저항 :

$$R_{w,e} = \left(\frac{r_o^2 t_w}{2L_e r_i k_{e,e}} \right) \quad (5)$$

증기 통로에서의 열저항 :

히트파이프는 주로 증발부와 응축부 사이의 압력 차이에 의해 작동하게 되므로 관내에 압력차를 필요로 하게 된다. 이 압력차는 벽을 가로질러 온도 차이와 관계하게 된다. 따라서 히트파이프 내의 증발부와 응축부 사이의 압력 차이와 온도 차이에 의한 열전달현상을 다음의 식(6)으로부터 규명할 수 있다.

$$R_v = \left(\frac{\pi r_o^2 T_v (P_{v,e} - P_{v,c})}{\rho_v \lambda J} \right) \quad (6)$$

여기서 J는 열의 일 해당량이다.

응축부 히트파이프 벽에서의 열저항 :

$$R_{w,c} = \left(\frac{r_o^2 t_w}{2L_c r_i k_{e,c}} \right) \quad (7)$$

응축부 히트파이프 외에서의 열저항 :

$$R_{w,t} = \left(\frac{r_o t_p}{2L_c k_p} \right) \quad (8)$$

응축부 핀에서의 열저항 :

히트파이프 히트싱크에서 전체적으로 열저항이 제일 큰 곳은 무엇보다도 응축부의 벽에서 열을 외부 냉각유체로 열을 배출하게 되는 핀 부분일 것이다. 핀이 부착된 응축부 외부 표면으로부터의 열저항은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$R_{fin} = \left(\frac{1}{h_{fin} \eta_T A_T} \right) \quad (9)$$

전체적인 시뮬레이션 과정은 열저항 네트워크에 바탕을 두고 많은 계산과정을 거쳐 최종적으로 수렴할 때까지 계산되게 되며, 전체 열저항으로 얻어진 값이 위의 히트파이프 열전달 한계값의 계산값들의 경계 내에 이르게 되고, 계산과정이 주어진 한도 내에서 수렴하게 되면 시뮬레이션은 끝나게 된다.

4. 결 과

Fig. 6은 진공주입법으로 제작된 히트파이프로

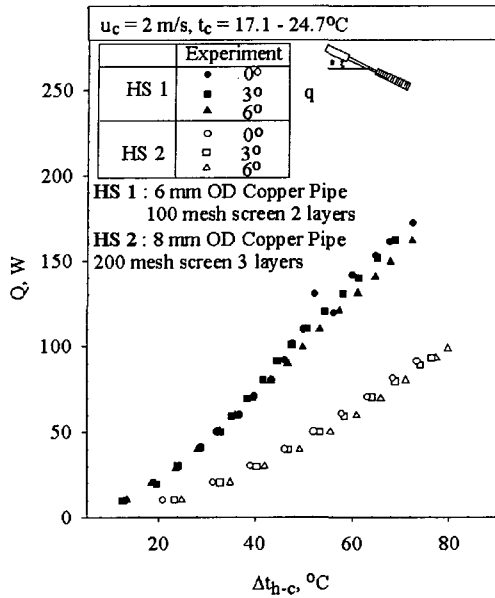


Fig. 6 Heat transfer performance.

구성된 히트싱크 HS 1, HS 2에 대한 열전달성능을 나타내고 있다. HS 1일 경우 본 연구목표인 Δt_{h-c} 가 50°C 일 때 열전달성능은 150 W 이상의 성능을 보이고 있다. 본 연구에서는 차세대 이동형 컴퓨터(Mobile Computer)를 설계목표의 대상으로 삼았기 때문에 히트싱크가 수직인 형태, 즉

하부 가열구조일 경우는 고려하지 않았다. 하부 가열구조의 히트싱크는 데스크탑 컴퓨터나 이동형이 아닌 경우에는 적합하지만, 이동형일 경우는 수직형일 경우보다는 수평 혹은 경사를 가진 상부 가열구조의 히트싱크가 적합할 것이다. Fig. 6에 보이는 것처럼 HS 1일 경우 수평의 경우와 0° , 3° 와 6° 의 모든 경우를 위하여 설계목표를 달성할 수 있었다. 6° 이상의 경사각을 주었을 때는 열전달성능이 저하되는 것으로 실험을 통하여 관찰되었으며, 본 연구 결과에는 고려하지 않았다. HS 2일 경우에는 Δt_{h-c} 가 50°C 일 경우에 50 W 정도의 열전달성능을 발휘하였다.

Fig. 7은 HS 1의 경사각에 따른 열전달성능의 변화를 나타내고 있다. 그림에서 보이는 것처럼 경사각의 증가는 모세관력의 감소로 증발부로부터 증발하는 증기가 다시 모세관력에 의해 증발부로의 회귀가 수월치 않아서 열전달성능은 감소하는 것으로 나타나고 있다. 6° 이상일 경우에는 열전달성능은 현저히 감소하는 것으로 관찰되었으며, 가열부와 증발부 외벽온도는 급격히 상승하는 것으로 관찰되었다.

Fig. 8은 HS 1에 대한 실험결과를 바탕으로 응축부로 유입되는 냉각유체의 유속의 영향을 나타내고 있다. 그림에 보이는 것처럼 응축부의 냉각유체의 유속의 증가는 열전달성능을 향상시키

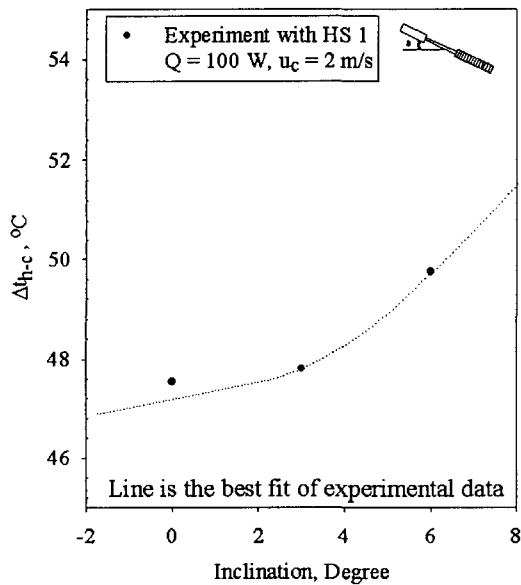


Fig. 7 Effect of inclination on Δt_{h-c} .

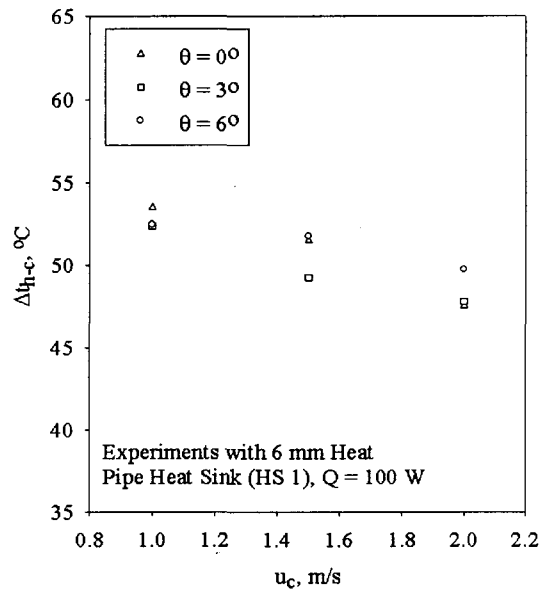


Fig. 8 Effect of u_c on Δt_{h-c} .

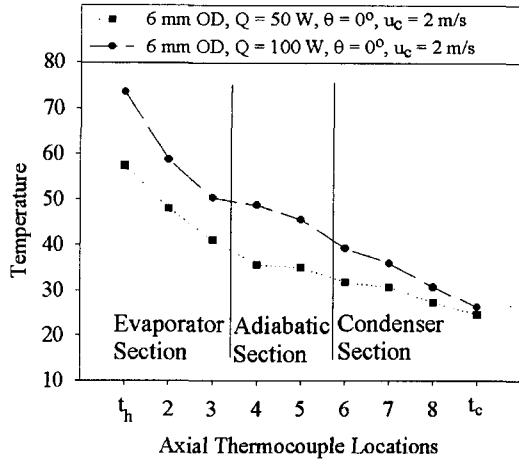


Fig. 9 Temperature profile of heat sink.

는 것으로 관찰되었다.

Fig. 9은 히트싱크의 가열부로부터 냉각유체의 유입온도에 이르기까지의 온도분포를 나타내고 있다. 그림에 보면 가열부와 증발부 블록 외벽에 이르기까지의 온도차인 t_h -node 2 사이의 온도차가 가장 큰 것으로 나타나고 있다. 이는 앞으로 히트파이프의 성능향상도 중요하지만, 히트파이프 히트싱크와 가열부 사이의 접촉저항을 줄이는 방법 또한 중요한 과제임을 알 수 있다.

Fig. 10은 HS 1의 100 W일 경우의 시간에 따

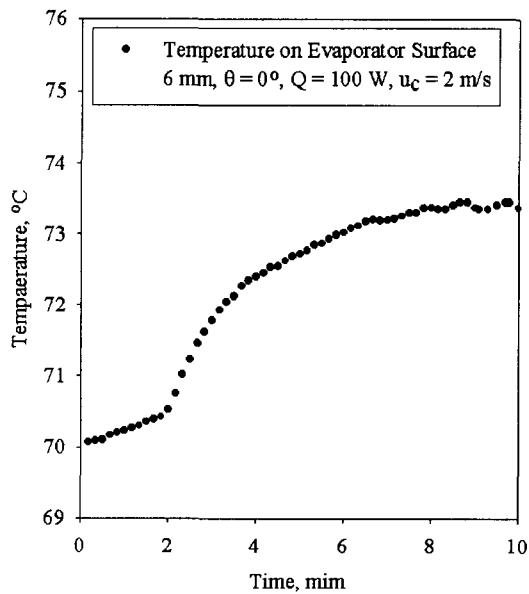


Fig. 10 Heat sink transient behavior.

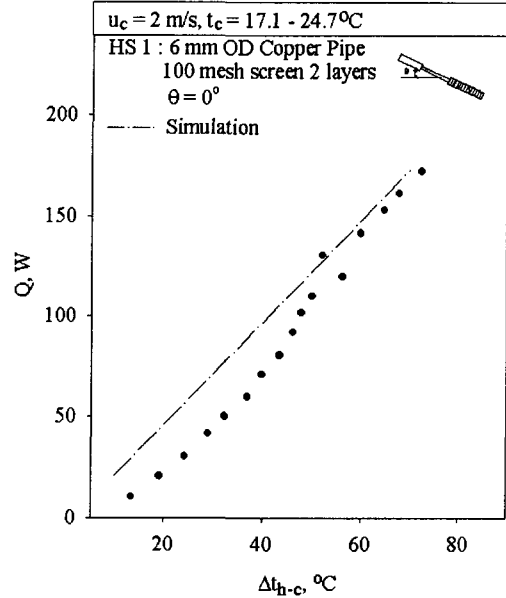


Fig. 11 Comparison between experiment and simulation.

른 증발부 외벽의 온도변화를 보여주고 있다. 처음 공급열량을 변화시켜 정상상태에 이르기까지는 약 5분여가 소요되었으며, 그후에는 온도변화는 안정된 상태를 유지하였다.

Fig. 11은 HS 1에 대하여 열전달성능에 관한

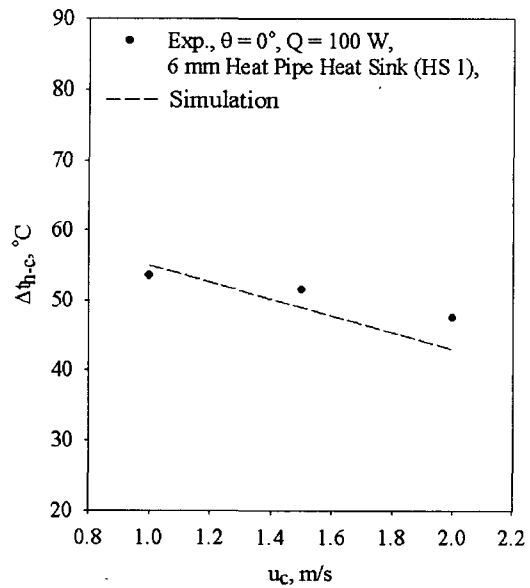


Fig. 12 Effect of u_c on Δt_{h-c} .

시뮬레이션에 의한 결과와 실험결과를 비교하였다. 시뮬레이션 결과는 실험결과보다 Δt_{h-c} 가 50 °C 이하의 저온일 경우에는 다소의 오차가 있는 것으로 관찰되고 있으나, 본 연구를 위하여 개발된 프로그램은 히트파이프 히트싱크의 설계를 위한 기본적인 성능을 충분히 예측 가능한 것으로 볼 수 있다. 아울러 Fig. 12는 히트싱크의 열전달 성능에 대한 u_c 의 영향을 시뮬레이션 결과와 실험결과에 대하여 비교해 보았다. 응축부의 냉각유체의 유속의 증가는 응축부 외벽의 열저항을 감소시켜 열전달성능은 증가하게 됨을 예측할 수 있었다.

5. 결 론

본 연구는 차세대 전자부품 냉각을 위한 히트파이프 히트싱크를 개발하였다. 먼저 히트파이프 요소에 대한 기초 실험결과를 바탕으로 6 mm OD 동관, 100 mesh 2겹의 스크린 워 구조와 8 mm OD 동관과 200 mesh 3겹의 워 구조를 갖는 히트파이프 히트싱크가 설계 제작되었으며, 본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 본 연구에서 진공주입법에 의해 제작된 히트파이프 히트싱크는 Δt_{h-c} 가 50 °C인 상태에서 6 mm OD 히트싱크는 150 W 이상의 열전달성능을 발휘하였다. 본 연구에서 0°, 3°, 그리고 6°로 경사각이 증가함에 따라 열전달성능은 저하되는 것으로 관찰되었다.

(2) 아울러 본 연구에서는 냉각유체의 유입속도의 증가는 대류 열전달특성상 대류 열전달계수

를 증가시키고 이는 다시 응축부의 열저항을 감소시키게 되므로 냉각유체의 유입속도는 히트싱크의 열전달성능을 향상시키는 하나의 요인으로 작용함을 알 수 있었으며, 실험을 통하여 유속이 1 m/s, 1.5 m/s, 2 m/s로 증가시켰을 경우 Δt_{h-c} 가 감소하는 것으로 관찰되었다.

(3) 본 연구에서는 히트파이프 히트싱크의 최적설계를 위한 설계 프로그램이 개발되었다. 본 설계 프로그램은 히트파이프의 워 구조, 관 직경, 그리고 워 형상 등 다양한 변수의 영향을 각각의 값들을 변화시키며 성능을 예측할 수 있으며, 이를 통하여 히트파이프 히트싱크의 최적설계를 가능하도록 하였다.

참고문헌

1. Gaugler, R. S., 1944, Heat Transfer Device, US Patent, 2350348, Appl. 21 Dec.
2. Grover, G. M., Cotter, T. P. and Erikson, G. F., 1964, Structure of Very High Thermal Conductance, J. of Applied Phys., Vol. 35, No. 6, pp. 1990-1991.
3. Chi, S. W., 1976, Heat Pipe Theory and Practice, Hemisphere Publishing Corp., London.
4. Park, K. W., Lee, K. W., Ko, Y. K. and Lee, K. J., 2001, A Study on the Optimum Working Fluid Ratio in Copper-Water Heat Pipes with Screen Wick, Proc. of the 3rd Heat Pipe Workshop, Korea, pp. 36-42.
5. Holman, J. P., 1996, Heat Transfer, 8th ed., McGraw-Hill Book Company, New York.