

다양한 크기의 워(wick)를 이용한 mLHP의 개발

하 정 석*, 최 영 돈†, 안 득 균

고려대학교 기계 공학과

Development of mLHP by using Various Size of Wick

Jeong Seok Ha*, Young Don, Choi†, Deuk Kuen, Ahn

Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

ABSTRACT : This paper is dedicated to the development of cooling devices such as mLHP with Fan-Fin system limited by noise and vibration. As we know, Heat pipe has the limitation of cooling capability to cool down the electronics. It is bounded by capillary and thermal limitation but heat load that it has to deal with is increasing. Especially Today's electronic technology has a tendency to integrate lots of function into the small piece of a processor like Dual core having 35W heat load for mobile and desktop computer respectively. There is an optimum operating condition of temperature, below 70°C, during the maximum heat load, 35W. There is the motivation needed to develop the new type of cooling devices and we can discuss about the new challenge beyond heat pipe.

Key words: Heat pipe(히트 파이프), Looped heat pipe(루프 히트 파이프), Compensation chamber(충전실), Merom(메롬), Heat leak(열 누수)

1. 서 론

소비자들의 요구와 편의 사항을 충족시키기 위한 전자 기술의 발달에 따라 컴퓨터의 중앙 처리 장치들의 집적도 역시 증가하였다. 집적도의 증가는 발열량의 증가로 이어졌고 과거 어느 때보다 미니어처 루프 히트 파이프와 같은 새로운 냉각 장치의 개발이 요구된다. 본 연구는 새로운 냉각 장치의 대안으로 미니어처 루프 히트 파이프의 개발에 중점을 맞추어 성능 향상을 위한 몇 가지 방안을 제시하고자 한다.

1.1 복합 히트 파이프

Fig. 1은 2개의 히트 파이프와 2장의 스프레더(Spreader), 핀을 부착하고 있는 복합 히트 파이프를 보여준다. 현재 듀얼 코어 프로세서의 냉각 장치로 사용 중이다. 고 발열체의 냉각을 처리하는데 히트 파이프 자체의 성능만으로는 부족하므로, 여러 냉각 장치들의 복합체를 구성하여 만족스런 성능을 이끌어낸다. 그러나 열처리 용량의 한계로 인해 새로운 대안 기술이 필요한 실정이다.

† Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3355; fax: +82-2-929-9290

E-mail address: ydchoi@korea.ar.kr

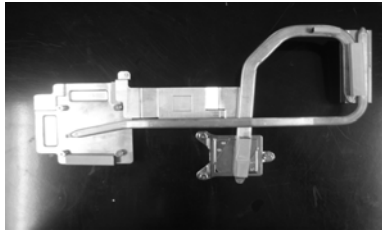


Fig. 1 Complex HP (Heat pipe) system.

1.1 복합 히트 파이프 성능 실험

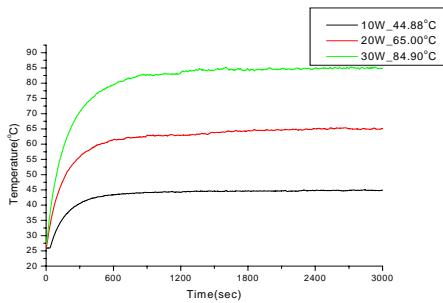


Fig. 2 Steady-State Temperature curves of the Complex Heat pipe device supplied Fan action with 2V.

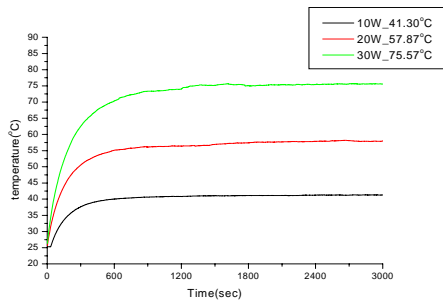


Fig. 3 Steady-State Temperature curves of the Complex Heat pipe device supplied Fan action with 5V.

Fig. 2의 그래프는 2V의 전압이, Fig. 3은 5V의 전압이 팬에 공급될 때, 복합 히트 파이프 장치의 정상 상태 온도 곡선을 보여주고 있다. 히트 파이프의 한쪽에 모사 발열체를 부착하고 10W, 20W, 30W로 열을 가한다. 3000초 이후 평균 온도 변화가 없는 경우, 이를 정상 상태로 가정한다. 정상상태의 온도는 10W일 때, 44.88 °C, 20W일 때, 65 °C, 30W일 때, 84.90 °C 였으며

앞으로 보게 될 미니어처 루프 히트 파이프와의 비교 데이터로 쓰이게 될 것이다.

Fig. 2의 그래프는 팬의 한계 전압인 5V로 팬을 구동시켰을 때 얻은 복합 히트 파이프 장치의 정상 상태 온도 곡선이다. Fig. 1의 실험보다 2.5배 큰 전압으로 팬을 구동시켰을 때, 각 발열량에 대하여 앞선 그래프에서 보았던 정상 상태 온도 곡선보다 전체적으로 떨어졌음을 볼 수 있다. 10W일 때, 41.3 °C, 20W일 때, 57.87 °C, 30W일 때, 75.57 °C이다. 이로부터 팬의 회전수가 증가할수록 복합 히트 파이프 장치의 냉각 성능은 향상되는 것을 알 수 있다. 그러나 팬으로부터 소음이 발생하는 문제점이 발생하므로 적절한 소음 범위 내에서 팬의 구동 범위를 설정하여야 한다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 4는 전체 실험 장비를 보여준다. 증발기 양단에 붙은 오차 범위 2% 이내의 두 개 압력계, 응축기에 해당하는 수냉식 열교환기, 루프 히트 파이프 내부에 작동 유체를 주입하는 장치 등으로 구성된다. 40W까지 발열 가능한 모사 발열체와 듀얼 코어 프로세서와 발열 특성이 같은 메롬(Merom) 발열체를 열원으로 사용하였다. 발열부 표면의 세 위치에 T 타입의 열전대(Thermocouple)를 부착하고 데이터로거(Data logger)로부터 읽어 들인 값들의 평균으로 발열부의 온도를 결정한다.

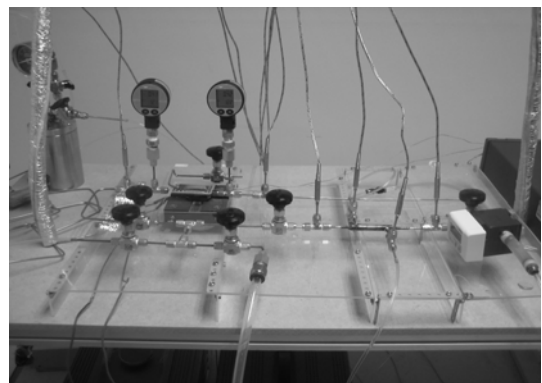


Fig. 4 Experimental apparatus.

루프 히트 파이프 운전 전, 증발기 입구의 압력이 0.20 bar, 출구의 압력이 0.16 bar로 일정하다. 증발기에 들어갈 Wick은 스테인리스로 만든 공극률 (Porosity) 50%의 다공성 재료를 사용하고, 루프 내부에 주입될 작동 유체는 증류수 (distilled water)를 사용한다. 크기가 53x53x5 mm의 3번 Wick(#3 wick)과 15x44x5 mm의 2번 Wick(#2 wick)을 사용한다. 3번 Wick의 실험은 응축기가 팬으로 작동하는 경우와 Fig. 5의 수냉식 장치로 작동하는 경우로 진행되었다. 2번 Wick의 실험은 응축기가 Fig. 5의 수냉식 장치인 경우, Wick 표면의 구멍(heat flow path) 유무에 따른 루프 히트 파이프의 냉각 성능을 비교할 목적으로 진행되었다. 실험실 내부, 응축기의 수냉식 장치에 들어가는 냉매의 온도는 25℃로 일정하다.

Fig. 6는 구멍을 가진 #2의 Wick을 보여준다. 깊이 2/3 지점까지 구멍을 뚫어 열원과 가까운 Wick 증발부로의 유량을 증가시키기 위한 목적으로 가공되었다. 증가된 유량은 루프 히트 파이프의 냉각 성능을 향상시킬 것으로 기대되어진다.

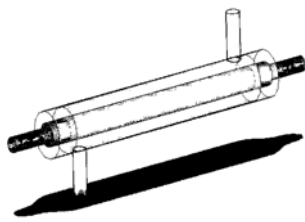


Fig. 5 Water-cooling of double tube

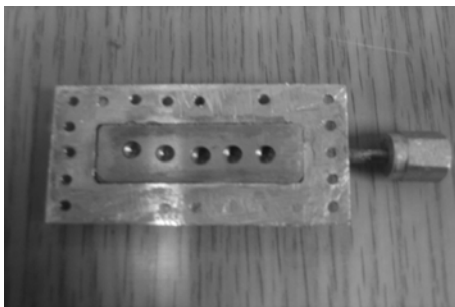


Fig. 6 mLHP with #2 wick having holes

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 3번 Wick을 사용한 실험 결과

Fig. 7과 8은 모사 발열체를 열원으로 사용한 실험결과이다. 응축기는 Fig. 5의 이중 물관을 사용하였고 10W, 20W, 30W로 발열량을 변화시켜 실험하였다. 응축기에 들어가는 냉매의 유량은 0.075L/m이다. Fig. 7은 루프 히트 파이프 내부에 작동유체를 주입하지 않았을 때의 결과이고 Fig. 8은 충전실(Compensation chamber)에 14 cc의 작동유체를 주입한 후 실험한 결과이다. Fig. 7은 루프 히트 파이프가 전도만으로 열을 전달할 때의 결과를 보여주며 Fig. 8은 내부의 작동 유체에 의한 냉각 효과를 보여준다. 두 실험 사이의 온도차는 10W일 때, 60℃, 20W일 때, 112℃, 30W일 때, 148℃이다. 발열량의 증가와 함께 온도차가 커지는 것은 발열량의 증가와 함께 전도를 통한 냉각보다 작동 유체로 인한 냉각 효과가 더 크게 나타난다고 볼 수 있다.

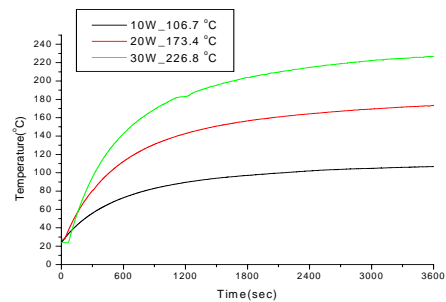


Fig. 7 Temperature curves with working fluid

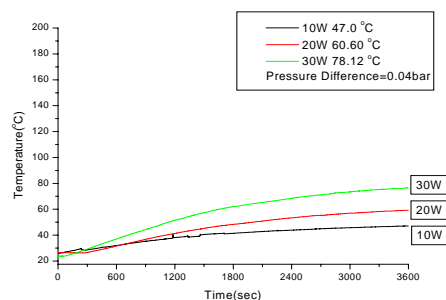


Fig. 8 Temperature curves with working fluid

Fig. 9-11 은 복합 히트 파이프의 성능 실험 처럼 핀 장치와 2V 전압의 팬으로 응축부를 구성한 루프 히트 파이프의 실험결과이다. 메뮴 발열체를 사용하여 듀얼 코어 프로세서와 같은 발열 특성에 맞춘 루프 히트파이프의 적용 실험이 이뤄졌다. 14 cc의 작동 유체가 충전실로 주입되었고 다른 조건들은 다 일정하다. 스테인 리스를 워드로, 증류수를 작동 유체로 사용하는 경우 충전률(fill charge ratio)을 50%vol로 하였다.(1-2)

10W에서는 51.7℃, 20W에서는 65℃, 30W에서는 79.3℃의 정상 상태 온도에 도달했다. 처음부터 정상 상태 도달까지 증발기 입출구에서의 압력차는 0.04 bar로 일정했다. Fig. 12에서와 같이 증발기 입출구의 압력차가 줄어든다면 루프 히트 파이프의 냉각 성능은 떨어질 것이다. 증발기 입출구의 압력차가 0.04 bar에서 0.01 bar로 떨어지게 되었을 때, 온도는 60℃에서 160℃까지 상승하였다. 충전실로의 열 누수(Heat leak)이 증가하게 되면 충전실의 온도가 상승, 증발이 일어나고 워드의 성능이 떨어져 시스템의 냉각 성능도 떨어지게 될 것이다.

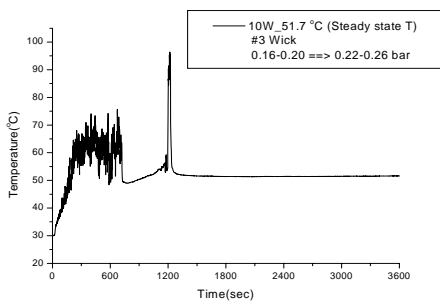


Fig. 9 Temperature curve for 10W.

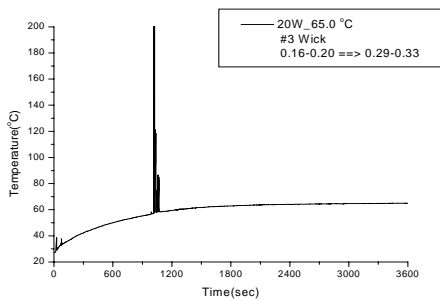


Fig. 10 Temperature curve for 20W.

3.2 2번 워드를 사용한 실험 결과

Fig. 13-14은 모사 발열체와 수냉식 응축기를 사용하여 2번 워드의 성능을 측정된 것이다. Fig. 13는 일반적인 워드를 사용한 결과이고, Fig. 14은 일정 깊이로 구멍을 뚫은 워드를 사용한 결과이다. Fig. 6에서와 같이 구멍들은 워드 표면으로부터 2/3지점까지 뚫려있고 워드를 통과하는 유량을 늘려 시스템의 냉각 성능을 향상시키고자 하였다. 응축기로 들어가는 냉매의 유량은 0.075 L/m, 온도는 25℃이고 충전실로 주입되는 작동 유체의 양은 3.3 cc이다. 다른 실험 조건들은 수냉식 응축기를 사용한 실험 조건들과 동일하다.

Fig. 13과 Fig. 14의 실험 결과들을 비교해보면 발열량에 따라 9.3℃, 8.4℃, 3.3℃의 온도 차이를 보인다. 발열량이 증가할수록 구멍을 뚫은 워드와 정상적인 워드를 사용한 실험에서 정상 상태의 온도차가 줄어들고 있다. 또한 발열량이 증가할수록, 열 누수(Heat leak)이 증가하고 구멍에서 버블(Bubble)이 발생⁽³⁾할 확률이 높아진다. 가시화 실험을 통하여 버블의 발생이 워드의

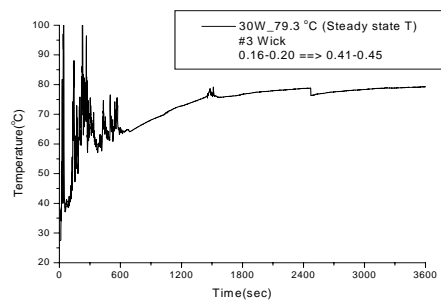


Fig. 11 Temperature curve for 30W.

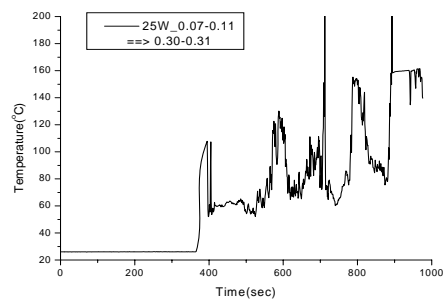


Fig. 12 The decrease of pressure-difference from 0.04 bar to 0.01 bar

성능을 떨어뜨린다는 사실은 확인하였다. 이를 종합하면, 발열량의 증가는 워에 뚫린 구멍 내 버블의 생성 확률과 빈도수를 높여 워를 통과 하는 작동 유체의 정상적인 흐름을 방해한다. Fig. 6에서 볼 수 있는 커다란 구멍들은 열이 흐르는 통로(heat flow path)의 역할도 하기 때문이다. 정상적인 열의 흐름이 방해를 받으므로 전도를 통해 충전실로 열 누수가 쉽게 일어나고 충전실 내부에서도 증발이 일어난다. 워의 고온부와 충전실에서 동시에 증발이 일어나면 증발기 입출구의 압력 차이가 줄어들고 시스템 전체의 냉각 성능이 떨어진다. 실제 측정된 증발기 입 출구에서의 압력차는 운전 전 0.04 bar

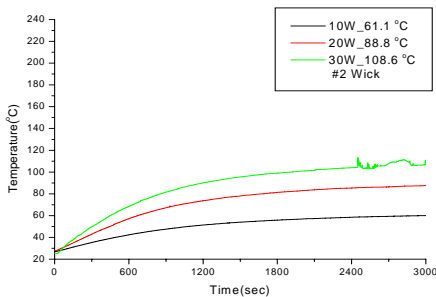


Fig. 13 Temperature curves without holes

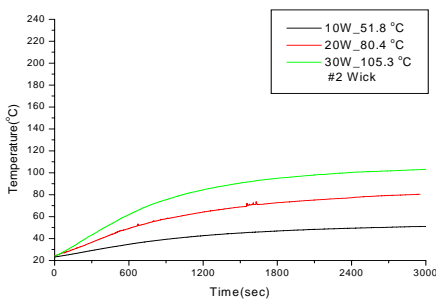


Fig. 14 Temperature curves with holes

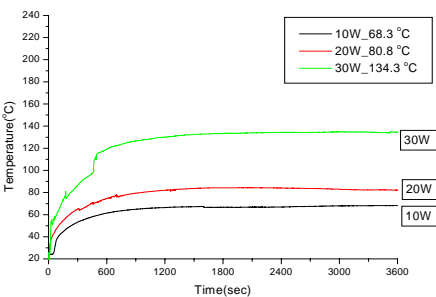


Fig. 15 Temperature curve with break-down

에서 0.01 bar까지 떨어졌다. 이는 발열량 증가에 따른 두 실험의 정상상태 온도차가 줄어드는 결과로 나타난다.

Fig. 15는 메롬 발열체와 Fig. 6에서 보았던 구멍 뚫린 워를 가지고 한 실험 결과이다. Fig. 14의 결과들과 비교하여 각 발열량에서 정상상태 온도 값은 20W를 제외하고 더 크게 나타났다. 특히 발열량이 30W인 경우 100°C 부근에서 열적 항복(thermal break-down)이 발생하였다. 구멍에서 성장한 버블이 열 누수를 증가시켜 충전실의 증발을 일으키고 시스템의 냉각 성능을 떨어뜨린 것으로 판단된다. 항복이 일어난 600초 부근에서부터 정상 상태까지 측정된 증발기 양단의 압력차는 0.01 bar로 일정하였다. 초기 압력차 0.04 bar에서 0.01 bar로 떨어지면서 앞선 실험들과 다른 정상 상태의 온도에 도달했음을 알 수 있다. 앞선 두 실험에서는 30W일 때의 온도가 108.6°C, 105.3°C 이고, 이번 실험에서는 134.3°C 이다.

3. 결론

3번 워와 2번 워의 실험에서는 고온부와 충전실과의 짧은 거리, 5mm, 때문에 전도에 의한 열의 누수(Heat leak)가 잘 발생한다. 특히 구멍까지 뚫은 경우 버블의 발생 빈도가 높아져 열의 누수 현상이 더 심해진다. 충전실이 워의 위쪽에 위치한 평판형 루프 히트 파이프의 경우 앞서 말한 단점들에도 불구하고 작동 유체에 대한 큰 흡수 면적과 충전실에서 고온부까지의 짧은 이동 거리 때문에, 워 내부에서 발생하는 기체에 의한 워의 막힘 현상이 적을 것이다. 앞선 실험들을 종합할 때, 모사 발열체와 메롬(Merom) 발열체에 적용한 평판형 루프 히트 파이프는 서로 다른 발열체에 대하여 비슷한 정상 상태 온도 곡선을 얻을 수 있을 정도로 신뢰할만한 운전 성능을 보여준다. Fig. 2-3에서 볼 수 있는 히트 파이프의 팬 전압 변화 실험에서와 같이 응축부의 유량 변화나 팬의 회전수에 따라 루프 히트 파이프의 냉각 성능이 좌우된다는 사실을 확인할 수 있는데, 이는

여기 소개되지 않은 실험들을 통해 확인하였다. 또 초기 조건에의 의존성, 즉 루프 내부의 진공도, 워ick 양단의 압력차, 루프 각 부분에서 작동 유체의 적절한 분배 등에 따라 루프 히트 파이프의 냉각 성능이 결정된다. 따라서 루프 내 적절한 작동 유체의 배분을 위한 3-5W에서의 시운전이 필요한 것이다⁽⁶⁾. 앞선 실험들로부터 Fig. 15와 같은 항복 현상이 발생하지 않을 경우 초기 증발기의 입 출구 압력차, 0.04 bar는 정상 상태에 이를 때까지, 정상적인 운전 도중 변하지 않는다. 그러나 충전실로의 전도 등에 의한 열 누수(Heat leak)가 발생하면 Fig. 12나 Fig. 15에서와 같이 양단의 압력차가 줄고 새로운 정상 상태 온도에 도달 할 것이다.

Table 1은 앞선 실험들의 결과 데이터를 비교하여 보여준다. 3번 워ick(wick)과 2V-팬 시스템을 채용한 실험에서 발열량 30W에 대하여 같은 전압의 복합 히트 파이프 실험 결과보다 더 나은 성능을 보이고 있다. 30W일 때, 히트 파이프는 84.9℃, 루프 히트 파이프는 79.3℃의 온도를 얻었다. 냉각 장치로써 여러 한계점을 가지고 있는 히트 파이프⁽⁵⁻⁷⁾를 대체할 수 있는 가능성은 확인한 셈이다. 특히 고 발열체에 대한 냉각 성능은 3.1에서 언급한 바와 같이 루프 히트 파이프 쪽이 더 낫다고 판단된다.

루프 히트 파이프가 특정 조건에서는 히트 파이프보다 향상된 냉각 성능을 보여주고 있지만 초기 루프의 내부 조건에 대한 의존도가 심하고, 열 누수(Heat leak)에 의한 성능 감소 등의 단점이 존재한다는 것은 주지한 사실이다. 특히 평판형 루프 히트 파이프의 경우 열원과 충전실과의 짧은 거리가 전체 시스템 성능에 영향을 미치기 때문에 열원으로부터 충전실로의 열 누수를 최소화하는 운전 조건이 무엇보다 중요하다.

참고 문헌

1. W.H. Lee, K.W. Lee, K.H. Park, K.J. Lee, Study on working characteristics of loop heat pipe using a sintered metal wick, in: 13th IHPC, Shanghai, China, 21-25 September 2004, pp. 256-269
2. J.H. Boo, W.B. Chung, Thermal performance of a small-scale loop heat pipe with PP wick, in: 13th IHPC, Shanghai, China, 21-25 September 2004, pp. 259-264
3. S. Launay, V. Satre, J. Bonjour, Parametric analysis of loop heat pipe operation: a literature review, international Journal of thermal sciences 46 (2007) pp. 623-627
4. R. Singh, A. Akbarzadeh, M. Mochizuki, Operationl characteristics of a miniature loop heat pipe with flat evaporator, International Journal of Thermal sciences 47, 2008, 1507 pp.
5. P.-YA.Chuang, An improved steady-state model of loop heat pipes based on experimental and theoretical analyses, PhD thesis, The pennsylvania state University, 2003, 271 pp.
6. M.O. Hamdam, Loop heat pipe (LHP) modeling and development by utilizing coherent porous silicon (CPS) wicks, PhD thesis, Univrsity of Cincinnati, 2003, 161 pp.
7. J. Ku, Operating characteristics of loop heat pipes, in: International Conference On Environmental systems, Denver, July 1999 (SAE paper 1999-01-2007), 16 pp.

Table 1. Comparison with various results

	Complex HP (2V / 5V Fan)	#3(WaterCooling & 2V-Fan)	#2 (water- Cooling)
10W	44.8/41.3℃	47/51.7℃	51.8/68.3℃
20W	65.0/57.9℃	60.6/65.0℃	80.4/80.8℃
30W	84.9/75.6℃	78.1/79.3℃	105.3/134.3℃