

열전달 계수 최대화를 위한 마이크로 증발기의 최적 설계

성태종[†] · 오대식^{*} · 서태원^{*} · 김종원^{**}

Optimal design of a micro evaporator to maximize heat transfer coefficient

Taijong Sung, Daesik Oh, Taewon Seo and Jongwon Kim

Key Words : Active micro cooler(능동형 마이크로 냉각기), Design of experiment(실험계획법), Micro evaporator(마이크로 증발기).

Abstract

This paper presents an optimal design of a micro evaporator which maximizes the heat transfer coefficient. Number of gaps, spanwise distance and streamwise distance are selected as the geometric design parameters. Mass flow rate of the refrigerant is selected as the non-geometric design parameter. Temperature at the surface of the heater is measured to evaluate the heat transfer coefficient. Nine experiments are conducted using $L_9(3^4)$ orthogonal array. Maximum heat transfer coefficient is $640 \text{ W/m}^2\text{K}$ at the parameters of 2 gaps, 0.2 mm spanwise distance, 1.0 mm streamwise distance and 0.72 g/s mass flow rate. Among the 3 geometric parameters, the spanwise distance is the most sensitive parameter influencing the heat transfer coefficient. We conduct a second stage of experiment to increase the heat transfer coefficient by reselecting the mass flow rate. We concluded that 0.87 g/s is the optimized flow rate for an active micro cooler resulting in a heat transfer coefficient of $651 \text{ W/m}^2\text{K}$.

1. 서론

컴퓨터 산업의 발달로 컴퓨터의 중앙처리장치를 구성하는 칩의 집적도는 점점 높아지고 있다. 18 개월 마다 칩의 집적도가 두 배씩 증가한다는 무어의 법칙에 따르면 이러한 칩의 집적도는 더욱 증가될 것이다. 마이크로 프로세서의 집적도가 증가할수록 동일한 면적에서 처리되는 연산의 수는 늘어나고, 그에 따라 단위 면적 당 많은 에너지가 소모되게 되어 발열량 또한 증가하게 된다. 반도체 칩의 경우 온도에 그 성능이 민감하게 변화하기 때문에 칩에서 발생하는 많은 양의 열을 처리하는 것은 매우 시급한 문제이다.

현재 컴퓨터의 중앙처리장치를 냉각하기 위해 널리 사용하는 방식은 공기의 강제대류에 의해 칩을 냉각시키는 것이다. 그러나 이는 점점 집적도가 높아지고 있는 반도체 칩의 열을 냉각하기에는 부족하다. 특히, 노트북 컴퓨터의 경우 협소한 내부 공간으로 인해 위와 같은 냉각방식은 더욱 제약을 받게 된다. 따라서 이러한 문제를 해결하기 위해 단상유동이나 비등유동을 이용하는 냉각 방식이 연구되고 있다.

현재 널리 연구되고 있는 분야는 열원에 유체를 분사하여 열원을 냉각시키는 방식과 기화된 냉매의 대류현상을 이용해 냉매를 순환시켜 냉각하는 방식이 있다. Lian Zhang 등은 반도체 칩에 일체로 결합되어 2 - 3.5 ml/min의 유량으로 $0.22 \text{ W/cm}^2\text{K}$ 의 열전달 계수(heat transfer coefficient)를 얻을 수 있는 액체 분사 냉각장치를 개발하였다.⁽¹⁾ Jelena Vukasinovic 등은 70°C 에서 50 W를 소산시킬 수 있는 직경 152.4 mm의 active radial countercurrent heat sink를 개발하였다.⁽²⁾

[†] 책임저자, 서울대학교 기계항공공학부

E-mail : taijsung@rodel.snu.ac.kr

TEL : (02)880-7144 FAX : (02)875-4848

^{*} 서울대학교 기계항공공학부

^{**} 회원, 서울대학교 기계항공공학부

S.I.Haider 등은 wick 구조의 모세관 현상을 이용하여 85°C에서 40.2 W/cm²의 열소산율을 얻을 수 있는 closed loop 2-phase thermosyphon을 연구하고 있다. (3) 그러나 이와 같은 수동적인 냉각방식은 집적도가 큰 CPU의 발열량을 소화해 내기에는 미흡하여 높은 냉각용량의 증기압축 냉동사이클을 이용한 능동형 마이크로 냉각기를 개발이 필요하다.

능동형 마이크로 냉각기의 개발을 위한 연구의 첫번째 단계인 마이크로 증발기의 개발을 위해서는 2 상 유동의 열전달에 대한 연구가 필요하다. Dupont 등은 three-zone flow boiling model을 제시하여 원통형 마이크로 채널의 지름이 열전달 계수에 미치는 영향을 예측하고 이를 다른 연구에서 제시한 실험적 결과와 비교하였다. (4) Kandlikar 등은 원통형 마이크로 채널에서 건도와 열전달 계수와의 관계식을 제시하였다. (5) 그러나 선행 연구들은 1 차원 채널 유동의 현상 해석 및 이론화에 국한되어 2 차원 채널의 열전달 성능을 향상시키는 데 적용하기는 한계가 있다. 본 연구에서는 실험 계획법(design of experiment) (6)을 이용하여 실험적인 방법으로 마이크로 증발기의 최적 설계를 수행하려 한다.

본 논문에서는 능동형 마이크로 냉각기를 소개하고 냉각기의 부품 중 하나인 마이크로 증발기를 최적 설계한다. 최적 설계를 위해 실험계획법을 이용하여 최적 채널 형상 및 유량을 결정한다.

2. 능동형 마이크로 냉각기

2.1 개념설계안

현재 개발되고 있는 능동형 마이크로 냉각기는 증기압축 냉동사이클을 이용하여 고열원의 열을 외부로 방출하는 시스템이다. 전체 시스템은 고열원에서 열을 흡수하여 냉매로 전달하는 증발기, 증발기를 지난 냉매를 고온, 고압의 과열증기 상태로 만드는 압축기, 과열증기 상태의 냉매를 증온, 고압의 포화액으로 만드는 응축기, 그리고 응축기에서 나온 포화액을 저온 저압의 습증기 상태로 만드는 팽창밸브로 구성되어있다. 시스템의 작동 유체는 R-123 이다. 냉각 시스템의 구성과 냉동사이클은 Fig. 1 과 같고 적층형 개념 설계안은 Fig. 2 와 같다.

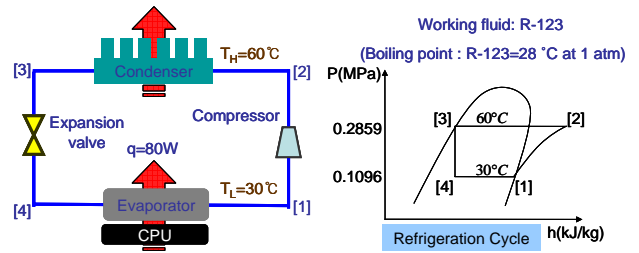


Fig. 1 Active refrigeration cycle

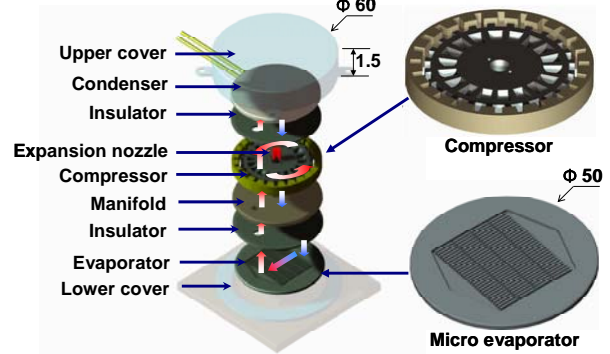


Fig. 2 Conceptual design of active micro cooler

3. 실험 설계

3.1 실험 목표

증발기의 성능은 증발기의 열전달 성능과 압력 강하로 평가된다. 선행 실험 결과 제작된 증발기 내의 압력 강하는 그 변화 폭이 0.01 bar 이내로 증발기 출구의 목표 압력인 1.1 bar 에 비해 매우 작은 값을 알 수 있었다. 따라서 본 실험에서는 압력 강하를 무시하고 증발기의 열전달 성능만을 이용하여 최적 설계를 수행한다.

3.2 실험목표특성치의 정의

채널의 열전달 성능을 정량화 하기 위한 값으로 채널 내의 열전달 계수를 선정하였다. 채널의 열전달 계수는 다음과 같다.

$$h = \frac{q}{T_w - T_f} \quad (1)$$

여기서 q 는 채널 벽면에서의 열유량(heat flux)이고, T_w 는 채널 벽의 온도, T_f 는 채널 내부의 유체의 평균 온도이다.

이상의 값들은 실험적으로 측정하는 것이 힘들기 때문에 실제 측정값들과의 관계식을 도출하여 계산한다.

먼저 시험부로 사용된 알루미늄 채널에서의 열전달을 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$T_w = T_h - \frac{qt}{k_{al}} \quad (2)$$

여기서 T_h 는 히터 표면의 온도, q 는 히터의 열유량, t 는 채널의 두께, k_{al} 은 알루미늄의 열전도도이다. 실험 조건 및 주어진 값을 대입하여 계산하면

$$T_h - T_w = 0.073^\circ\text{C} \quad (3)$$

로서 $T_w \approx T_h$ 라고 가정할 수 있다.

또한 채널 내부 유체가 포화액으로 존재하는 면적은 다음 식에 의해 구할 수 있다.

$$qA_L = \dot{M}C_p(T_{sat} - T_{in}) \quad (4)$$

q 는 각각의 채널 벽면에서의 열유량이며, A_L 은 과냉각액 상태의 유체가 접하는 면적, \dot{M} 은 유체의 질량유량, C_p 는 유체의 정압비열, T_{sat} 는 유체의 포화온도, T_{in} 은 채널 입구에서의 유체의 온도이다.

각각의 값을 대입하여 계산한 후, 포화액 상태의 유체가 접하는 면적 A_L 을 채널 내부의 전체면적으로 나누어 주면 그 값이 각각의 채널에 대해 5%이내임을 알 수 있다. 따라서 채널 내부의 유체는 95%이상 포화증기 상태로 존재함을 알 수 있고 채널 내부의 유체의 온도를 포화증기의 온도로 가정할 수 있다.

$$T_f \approx T_{sat} \quad (5)$$

이상의 과정을 통해 이 실험의 목표특성치인 열전달 계수를 다음과 같이 다시 정의할 수 있으며, 이는 망대(Larger-the-better) 특성값이다.

$$h = \frac{q}{T_h - T_{sat}} \quad (6)$$

Table 1 Design parameters and level

	level 1	level 2	level 3
a (Number of gaps)	2	3	4
b (Spanwise distance)	0.2 mm	0.35 mm	0.5 mm
c (Streamwise distance)	0.5 mm	0.75 mm	1.0 mm
d (Mass flow rate)	0.43 g/s	0.58 g/s	0.72 g/s

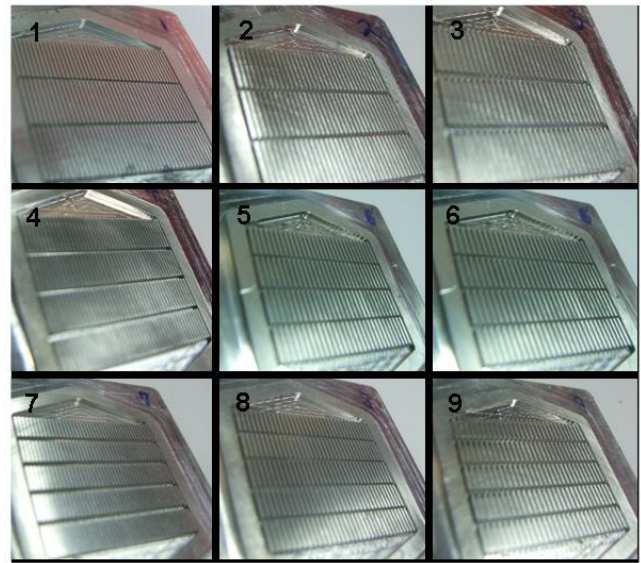


Fig. 3 Picture of micro channels

3.3 설계 변수 설정

실험의 설계변수는 마이크로 증발기의 단락횟수, 핀 옆 간격, 핀 앞뒤 간격과 유체의 질량유량으로 선정하였으며, 핀의 높이는 증발기의 치수 제약조건에 의해 1 mm 로 고정하였다. 각각의 3 레벨로 선정된 변수는 Table. 1 과 같다.

이러한 3 레벨의 설계변수의 최적값을 구하기 위해 Table. 2 의 좌측의 $L_9(3^4)$ 직교배열(Orthogonal array)을 이용하여 9 번의 실험을 수행하였다.

3.4 실험 구성

3.4.1 마이크로 채널

$L_9(3^4)$ 직교배열에 따라 Fig. 3 과 같은 9 개의 마이크로 채널을 제작하였다. 마이크로 채널의 재질은 알루미늄 7075 이며 전체 크기는 50 mm×50 mm×1.5 mm이다.

Table 2 Experimental results based on orthogonal array $L_9(3^4)$ in the design of experiment

Experiment number	Design parameters				T_h (°C)	h (W/m ² K)
	a	b (mm)	c (mm)	d (g/s)		
1	2	0.2	0.5	0.43	89.28	520.92
2	2	0.35	0.75	0.58	86.46	545.98
3	2	0.5	1.0	0.72	81.44	597.13
4	3	0.2	0.75	0.72	83.2	578.14
5	3	0.35	1.0	0.43	83.42	575.85
6	3	0.5	0.5	0.58	87.75	534.22
7	4	0.2	1.0	0.58	78.48	632.04
8	4	0.35	0.5	0.72	83.37	576.37
9	4	0.5	0.75	0.43	90.38	511.75

3.4.2 실험 장치

본 실험을 위해 Fig. 4 와 같은 실험장치를 구성하였다. 실린지 펌프에서 일정한 유량으로 공급된 압축액 상태의 냉매가 채널 하우징으로 들어가 마이크로 채널을 냉각시키고 빠져나가게 된다. 이때 채널 하우징의 입구와 출구에서의 온도와 압력, 히터의 표면온도(T_h)를 측정하였다.

4. 결과 분석

4.1 실험 데이터 처리

9 번의 실험 결과를 Table. 2 우측에서 확인할 수 있다. 열전달 계수를 구하기 위한 (6)번 식의 T_{sat} 과 q 의 상수값은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} T_{sat}(R-123) &= 27.85^\circ\text{C} \\ q &= 3.2\text{W}/\text{cm}^2 \end{aligned} \quad (7)$$

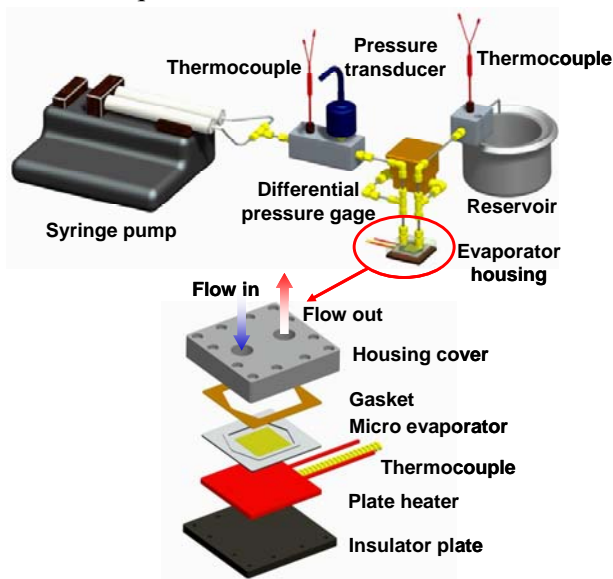


Fig. 4 Experimental set up

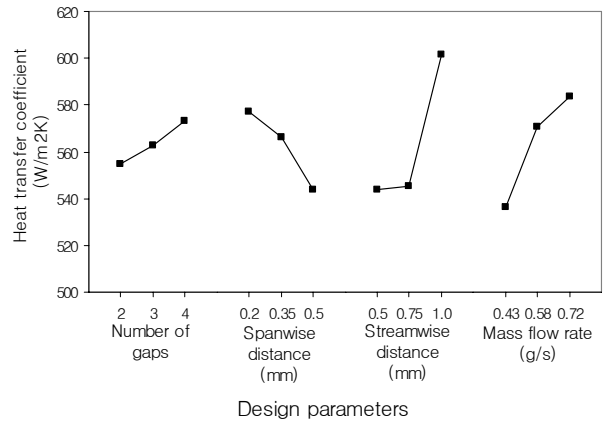


Fig. 5 Response graph of design parameters

4.2 민감도 해석

레벨 평균 분석법에 따라 각 설계 변수들에 대한 민감도 해석을 수행하였고, 그 결과는 Fig. 5 와 같다.

망대 목표특성치이므로 핀 단락횟수 4, 핀 옆 간격 0.2 mm, 핀 앞뒤 간격 1.0mm, 질량유량 0.72g/s 일 때 채널의 열전달 성능이 최대가 된다. 또한 가장 높은 민감도를 갖는 설계 변수는 핀 앞뒤 간격으로 선정되었다.

4.3 2차 실험 결과 및 민감도 해석

1 차 실험의 설계 변수 중 가장 높은 열전달 계수를 나타낸 설계 변수 중 채널의 형상에 대한 설계변수를 고정하고 질량유량 값을 고려하여 Table. 3 과 같이 2차 실험을 하였다.

2 차 실험결과 0.87 g/s 이후 냉매의 질량유량의 증가에 따른 열전달 계수의 증가 폭이 완만해 짐을 알 수 있다. 질량유량이 증가하는 경우 전체 능동형 마이크로 쿨러에서 압축기의 요구조건이 높아지게 됨으로 유량에 대한 성능 증가 폭이 떨어지는 0.87 g/s 를 최적의 질량유량 값으로 결정하였다.

Table 3 Design parameters of 2nd stage experiment

Experiment number	a (Number of gaps)	b (Spanwise distance)	c (Streamwise distance)	d (Mass flow rate)
1				0.72 g/s
2	4	0.2 mm	1.0 mm	0.87 g/s
3				1.00 g/s

참고문헌

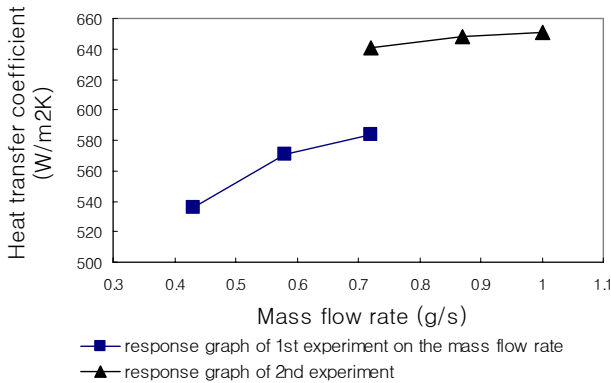


Fig. 6 Response graph obtained in the 2nd experiment

5. 결론

본 논문에서는 80 W의 냉각용량을 가지는 능동형 마이크로 냉각기에 사용될 증발기의 열전달 성능을 극대화하기 위한 설계변수를 실험적으로 구하였다. 선정된 설계변수는 핀 단락횟수, 핀 옆 간격, 핀 앞뒤 간격, 냉매의 질량유량이고 실험의 목표특성값은 채널의 열전달 계수로 선정하였다. 실험 결과 핀 단락횟수 4, 핀 옆 간격 0.2 mm, 핀 앞뒤 간격 1.0 mm, 냉매의 질량유량 0.87 g/s가 최적 설계변수로 선정되었고, 이때 채널의 열전달 계수는 651 W/m²K가 되었다. 민감도 해석 결과 핀의 앞뒤 간격을 나타내는 변수의 민감도가 가장 큰 것으로 판명되어 추후에 핀 앞뒤 간격을 변경한 채널을 이용한 실험을 계획하고 있다.

후 기

이 연구는 마이크로 열시스템 연구센터(Micro Thermal Research Center)의 지원에 의해 수행되었음.

- (1) Linan Jiang, Jae-Mo Koo, Shulin Zeng, Mikkelsen, J.C., Lian Zhang, Peng Zhou, Santiago, J.G., Kenny, T.W., Goodson, K.E., Maveety, J.G. and Tran, Q.A., 2001, "Two-phase microchannel heat sinks for an electrokinetic VLSI chip cooling system," *Semiconductor Thermal Measurement and Management, Seventeenth Annual IEEE Symposium*, pp. 153–157.
- (2) Jelena Vukasinovic, Ari Glezer, 2001, "An active radial countercurrent heat sink driven by a synthetic jet actuator," *ASME IMECE 2001*, EPP-24701.
- (3) S. I. Haider, Yogendra K. Joshi and Wataru Nakayama, 2001, "A natural circulation model of the closed loop, two phase thermosyphon for electronics cooling," *ASME IMECE 2001*, HTD-24395.
- (4) V. Dupont, J.R. Thome, 2005, "Evaporation in microchannels: influence of the channel diameter on heat transfer," *Microfluid Nanofluid*, Vol. 1, pp. 119 ~ 127.
- (5) Kandlikar, S. G., 2001, "A general correlation for two-phase flow boiling heat transfer coefficient inside horizontal and vertical tubes," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 219 ~ 228.
- (6) Glen Stuart Peace, 1993, "Taguchi methods: A hands-on approach to quality engineering," Addison-Wesley Publishing Company.