

S 형상의 마이크로 채널을 가진 마이크로 판형 열교환기의 열전달 특성 및 압력강하에 관한 실험적 연구

서장원 · 김윤호 · 문정은* · 이규정†

An Experimental Study on Heat Transfer Characteristics and Pressure Drop in Micro Plated Heat Exchangers with S-shape of Microchannel

Jang-Won Seo, Yoon-Ho Kim, Chung-Eun Moon*, Kyu-Jung Lee†

Key Words: Plated heat exchanger(판형 열교환기), Eching(식각), Vacuum brazing(진공 브레이징), Counter flow(대향류), Microchannel(마이크로 채널)

Abstract

The micro plated heat exchangers were designed to transfer more heat/volume or mass than previous heat exchangers within the context of the design constraints specified. The increase of the surface-to-volume ratio results in an increase of the interfacial area. This enhances considerably the performance of a heat exchanger. This can be an important component in a wide range of applications (fuel cell, aerospace, automotive, electronic system and home heating, etc). In this study, the performance evaluation of micro plated heat exchangers under the counter flows with straight and S-shaped channel are carried out. The pressure drop as well as inlet and outlet fluid temperature were measured at steady state under various operating conditions and the total heat transfer rate were also calculated.

기호설명

Re	: 레이놀즈 수
Nu	: Nusselt 수 [hD/k]
C_p	: 정압비열 [kJ/kg·K]
U	: 총괄 열전달 계수 [W/m ² ·k]
$LMTD$: 대수평균온도차
Q	: 열전달량 [W]
\dot{m}	: 질량유량 [kg/s]
D_h	: 수력직경 [m]
k	: 열전도계수 [W/m·K]

1. 서론

고도의 산업화가 가속화되면서 전자 및 기계장치들의 크기가 소형화되고 이에 따른 단위 면적당 발열량 증대와 갈수록 심화되는 사용공간의 제약성으로 단위부피당 전열면적을 최대화시킨 최적의 열교환기 개발이 요구된다. 경제적이고 효율적인 열교환기의 개발이 이루어지고 있는 가운데 마이크로 열교환기에 대한 관심이 높아지고 있으며 현재 연구가 활발히 진행되고 있다.

마이크로 채널 판형 열교환기의 가장 큰 특징으로 볼 수 있는 최소의 용적으로 최대 전열 면적을 얻을 수 있고 기존에 사용 되어져 왔던 상용크기의 열교환기에 비해 부피 면에서 상당히

† 책임저자, 회원, 고려대학교 기계공학과
E-mail : kjlee@korea.ac.kr
TEL : (02)3290-3359 FAX : (02)928-9768
* 고려대학교 기계공학과 대학원

작은 크기로 줄일 수 있다. 따라서, 기존의 열교환기가 차지하고 있었던 공간을 획기적으로 축소시킬 수 있어 시스템 전체의 소형화와 경량화에 도움을 줄 수 있다. 마이크로 채널 판형 열교환기는 금속박판을 여러 층으로 쌓아 진공 브레이징(Vacuum brazing)으로 제작했기 때문에 높은 압력에도 견딜 수 있고 또한 고압 운전에도 가능하다는 장점을 가지고 있다. 제작 방법은 반도체 제조 공정과 비슷한 과정을 거쳐서 제작됨으로 보다 대량생산이 가능하고 대당 제작 시간을 획기적으로 단축시킬 수 있을 뿐만 아니라 기존의 열교환기에 비해 낮은 가격으로 제작이 가능하다는 장점을 가지고 있다.

마이크로 채널을 적용한 마이크로 열교환기에 관한 연구는 다음과 같다. 마이크로 채널을 이용한 열전달의 개념은 1981년 Tuckerman and Pease⁽¹⁾에 의하여 처음으로 제안되었는데, 이들은 정상상태의 관내 유동에서 관내 열전달 계수가 관경에 반비례한다는 것에 착안하여 마이크로 채널을 만들고 그 채널 속으로 유체를 흘려 냉각하는 방식을 구현하였다. Rachkovskij et al.⁽²⁾은 마이크로채널을 갖는 열교환기를 20개의 단으로 쌓아 제작한 직교류(Cross Flow) 열교환기에 대한 연구를 하였는데 작동유체를 공기 대 공기로 하고 온도차가 5℃로 매우 작은 경우에도 4,200 kW/m³℃의 체적 열전달계수(Volumetric heat transfer coefficient)를 얻었다. Choi et al.⁽³⁾은 마이크로채널의 층류유동에 대한 연구에서 내경이 10 μm이하 크기를 갖는 경우, 마찰계수와 Re의 곱이 기존의 이론에서 얻어지는 값인 64와는 다른 결과인 53을 얻었다. 또한 난류유동에 대하여 $f=0.140Re^{-0.182}$ 인 결과를 얻었고 이 상관관계는 Blasius에 의한 이론치보다 10~30% 정도 작은 결과를 제시하였다. 마이크로채널을 이용한 열교환기의 압력강하에 대한 연구 Gromoll⁽⁴⁾은 공기를 작동유체로 마이크로채널 냉각기에서 체적유량의 증가에 따라 압력강하가 선형적으로 증가함을 보였으며, 체적유량이 0.18~0.8 m³/hr일 때 6~84 kPa의 압력강하가 나타내었다.

본 연구에서는 직관 채널과 3차원 공간상 혼합 유동을 고려 할 수 있는 S 형상의 마이크로 채널을 가진 마이크로 판형열교환기에 대하여 열전달 및 압력강하를 실험하였다. 정상상태에서 대향류 유동조건 아래 물을 작동유체로 사용하였고, 직

관형상의 마이크로 채널을 가지는 금속박판은 총 25장을 적층하였고, S 형상의 마이크로 채널을 가지는 금속박판은 13장, 25장을 적층하여 제작하였다. 일정한 작동온도에서 마이크로 채널형상과 적층수, 레이놀즈수 변화에 따른 열전달 및 압력강하 특성을 분석하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 실험장치의 전체 구성도를 나타내고 있다. 크게 두 부분으로 나누어 저온 유체가 순환하는 부분과 고온 유체가 순환하는 부분으로 구성된다. 저온 유체는 항온조로부터 펌프, 댐퍼를 지난 후 필터를 통과한다. 필터를 통과한 후 마이크로 채널 판형열교환기를 지나며 열 교환을 한 후 유량계를 거쳐 항온조로 다시 돌아와 재순환 하도록 구성하였다. 고온 유체도 같은 방법으로 순환하도록 구성하였다.

본 실험에서 항온조는 저온 유체 및 고온 유체를 원하는 온도로 일정하게 유지하기 위해 사용하였다. 작동유체는 DI-Water를 사용하였고 마이크로 채널은 단면적이 매우 작으므로 이물질 방지를 위해 1μm까지 여과할 수 있는 필터를 사용하였다. 일정한 유량을 보내주기 위해 정량펌프를 사용하였고 대부분 다소간 맥동을 가지고 유량을 보내주기 때문에 맥동 방지를 위해 댐퍼를 사용하였다. 마이크로 채널 판형열교환기를 통과하는 저온 유체의 입구와 출구, 고온유체가 통과하는 입구와 출구에 각각 T형 열전대(Thermocouple)를 사용하여 온도를 측정하였다.



Fig. 1 The diagram of experimental apparatus for the micro plated heat exchanger.

Table 1 Specifications of the micro plated heat exchangers.

Characteristics	Straight	S shape
Dimensions (W×L×H), mm	40×40×0.3	40×40×0.2
Total plate	25+2(End plate)	25+2(End plate) 13+2(End plate)
Number of thermal plate	12	12, 6
Plate material	STS-304	
Thermal plate (W×L), mm	20.1×20.1	
Channel width	300 μ m	300 μ m
Channel height	200 μ m	100 μ m
Separation length	-	700 μ m
Mixing length	-	300 μ m

2.2 시험 열교환기

기존의 직관 마이크로 채널 열교환기는 채널을 지나는 유동이 마이크로 단위의 특성길이를 가지므로 직관채널을 지나는 유체의 속도가 큰 경우에도 그 유동의 형태는 층류가 되어 대류의 효과가 줄어드는 단점을 가지고 있다. 따라서 채널의 형상을 바꾸어 유동이 혼합에 의해 난류화 되도록 한다면 보다 높은 열전달 성능을 나타낼 것이다. 난류가 발생하는 형상을 갖는 마이크로 채널을 만들기 위해서는 2차원의 평면상에서만 채널의 형상을 변화시키는 것 보다 3차원 공간상에서 채널의 형상 변화를 고려해보는 것이 효과적이라 판단하여 S 형상의 마이크로 채널을 제작하였다. 마이크로 채널형상은 젖음 식각(Wet etching)방법을 이용하여 금속박판을 제작하였다. 직관형상의

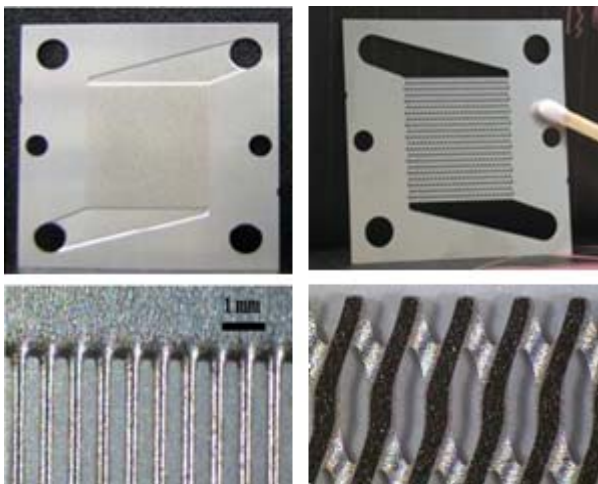


Fig. 2 The photos of straight and S-shaped channel in metal sheet.

마이크로 채널은 단면식각을 이용하여 금속박판을 제작하였다. S 형상의 마이크로 채널로 식각된 판과 역 S 형상으로 식각된 판이 서로 맞닿도록 양면식각을 하였다.

마이크로 채널 판형열교환기의 형상과 크기는 Fig. 2와 Table 1에 나타내었다. 직관 채널형상은 단면 식각으로 분리판 없이 전열판만을 적층하였고 S 형상의 마이크로 채널 판형열교환기는 전열판과 분리판으로 구성되었다. 마이크로 채널에 유체를 공급하기 위한 판을 설치하기 위하여 적층한 양부분에 스테인레스강의 엔드플레이트(End plate)를 결합하고 유체의 유입관 및 유출관을 연결하였다.

각 채널 및 엔드플레이트의 접합기술은 고진공 브레이징 기술을 이용하여 일체형 마이크로 열교환기를 제작하였다. Fig. 3 은 진공 브레이징의 원리에 관한 그림이며, 진공 브레이징은 열과 용가재를 사용하여 모재를 접합하는 용접방법이다. 녹는점 온도가 약 450℃ 이상의 용가재를 사용하여 진공상태에서 모재의 녹는점 이하의 열을 가하여 모재를 접합한다. 이때 모재가 녹지 않고 용가재 만으로 용접을 하기 때문에 모재의 변형이나 잔류응력이 없어 개스킷보다 높은 내압에 견딜 수 있으며 누설을 방지해 기밀을 유지할 수 있고 대량생산에도 적합한 접합기술이다.

2.3 실험조건 및 방법

저온 순환부에 레이놀즈수 200에 해당하는 조건으로 유량이 흐르도록 고정하였으며 열교환기의 저온측 입구 온도는 20℃로 하였다. 고온순환부로 들어가는 작동유체의 입구 온도는 50℃로 하였으며 레이놀즈수 150~300범위에 해당하는 유량조건을 부여하여 마이크로 채널 판형 열교환기의 열전달 및 압력강하에 대한 실험 결과에 대하여 관찰하였다.

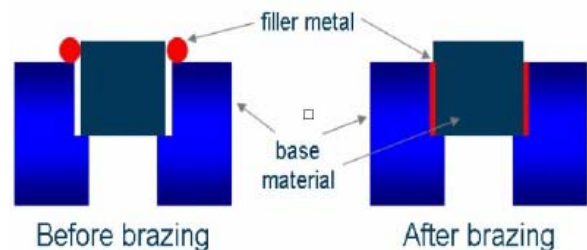


Fig. 3 The diagram of vacuum brazing progress

실험을 시작하기 전에 설정된 온도로 펌프의 최대유량을 열교환기의 고온측과 저온측에 장시간 흐르게 하였다. 열교환기의 설치시 실험장치 내로 들어간 기포를 제거할 수 있도록 하였으며 이 과정 중 실험장치에 누설이 없는지 검사하였다. 그리고 모든 정량펌프의 유량과 항온조의 온도가 실험조건에 맞도록 설정한 후 정상상태 조건에 도달했다고 판단되면 데이터를 수집하였다. 열교환기의 입구 및 출구의 각 온도 값이 평균값으로부터 0.2℃ 이상 변하지 않고 고온부 및 저온부의 유량이 평균값에서 ±2% 이상 변하지 않으며 저온측과 고온측의 입 출구 온도로 계산한 열량의 평균값과 ±5% 이하의 차이를 보이면 정상상태로 판단하였다. 그리고 외부의 열손실을 고려하여 작동유체가 순환하는 저온 및 고온의 순환부는 모두 단열 처리하였다.

2.4 실험관계식

2.4.1 무차원 변수

수집한 데이터는 산술 평균하여 평균값을 대표값으로 하였다. 마이크로 판형 열교환기의 수력직경과 레이놀즈수는 식(1)과 식(2)로부터 구할 수 있다.

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (1)$$

$$Re = \frac{\rho D_h u}{\mu} = \frac{GD_h}{\mu} \quad (2)$$

여기서 G 는 채널당의 질량 유속을 나타낸다.

2.4.2 열평형 해석

저온측과 고온측의 열전달율은 식(3)과 식(4)를 이용하였다.

$$Q_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (3)$$

$$Q_c = \dot{m}_c c_{p,h} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (4)$$

열교환 되는 오차는 식(5)으로 나타내어 5%의 오차 범위 이내에서 열교환이 이루어지도록 하였다.

$$Error(\%) = \left| \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \right| \times 100 \quad (5)$$

대향류에서 열교환기의 대수평균온도차(LMTD)

는 입, 출구 온도를 측정하여 식(6)으로 나타낼 수 있다.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln[\Delta T_1 / \Delta T_2]} \begin{cases} \Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \end{cases} \quad (6)$$

대수평균온도차(LMTD)를 Q_{ave} 로 나타내면 식(7)과 같다.

$$Q_{ave} = UA \Delta T_{lm} \left\{ Q_{ave} = \frac{Q_c + Q_h}{2} \right\} \quad (7)$$

여기서 U 는 총괄열전달계수, A 는 유체와 접하는 열교환기의 표면적이다. 열교환기의 총괄열전달계수, U 는 식(7)으로부터 구하고 Nusselt Number는 식(8)을 사용하여 구한다.

$$Nu = \frac{UD_h}{k_f} \quad (8)$$

여기서 k_f 는 물측 열전도 계수를 의미한다.

펌핑 동력(Pumping power)은 다음 식(9)로부터 구한다.

$$Pumping\ power(W) = \frac{\Delta P \cdot \dot{m}}{\rho} \quad (9)$$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 열전달 특성

대향류 유동조건에서 레이놀즈수에 대한 총괄 열전달계수를 Fig. 4에 나타내었다. 저온 입구측에 레이놀즈수 200에 해당하는 유량조건을 주었고 고온입구측은 레이놀즈수 150~300의 범위로 변화를 주어 총괄열전달계수에 대한 변화를 관찰하였다. 대향류 조건하에서 총괄열전달계수는 레이놀즈수 300일 경우 S형상에 대해 전열관 6장은 약 9071 W/m²K이고 전열관 12장은 7265 W/m²K로 전열관 6장이 전열관 12장보다 더 높은 값을 나타내었다. 또한, 직관 채널의 경우보다 전열면적의 증가로 인해 S형상의 채널이 높은 총괄 열전달계수를 나타내었다. 레이놀즈수가 증가함에 따라 총괄 열전달계수의 증가폭이 서로 증가한다는 것을 알 수 있고 S형상의 채널에 대해 전열관 6장이 전열관 12장보다 약 1446.5 W/m²K로 총괄열전달계수가 높게 나타났다. 전열관 12장에 대해 열전달 촉진을 기대하였으나 전열면적이 작은 전열관 6장보다 총괄열전달계수가

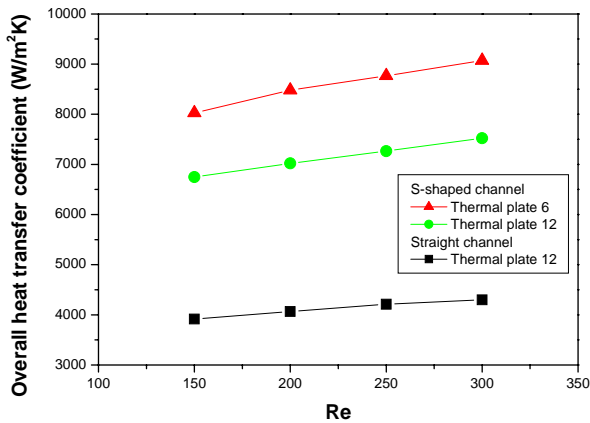


Fig. 4 Overall heat transfer coefficient versus Re for straight and S-shaped channel on the micro plated heat exchangers.

낮다는 것은 채널의 특성상 형상비에 대한 유체 혼합의 열전달 촉진효과보다 전체 질량유량이 크고 입 출구의 온도차가 높다는 결과이다.

레이놀즈수에 대한 열전달률을 Fig. 5에 나타내었다. S 형상의 전열판 12장이 직관 채널의 전열판 12장보다 전열면적의 증가로 더 높은 열전달률을 나타내었다. S 형상의 마이크로 채널의 경우 동일한 레이놀즈수 적용을 위해 전열판 12장은 체적유량이 0.0091m^3 이었고 전열판 6장은 0.0045m^3 로 약 두 배에 가까운 유량을 주었다. 전열판 12장에서 더 높은 열전달률을 갖는 것은 마이크로 채널내의 유동혼합으로 여러 채널을 통과하여 열전달을 촉진시킨 원인으로 볼 수 있다. 전열판 증가수와 비례하게 열전달률은 전열판수 12장이 6장보다 두 배로 증가하였다.

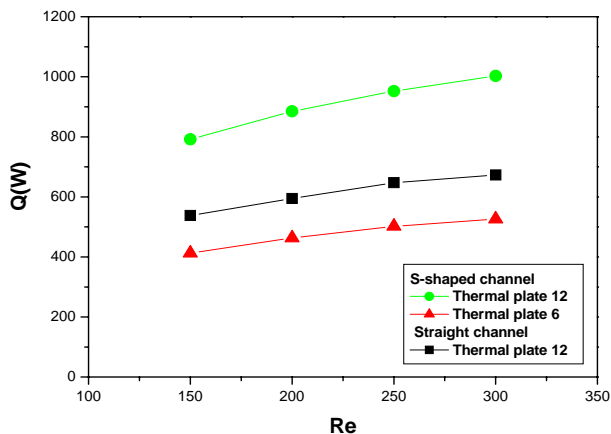


Fig. 5 Heat transfer rate versus Re for straight and S-shaped channel on the micro plated heat exchangers.

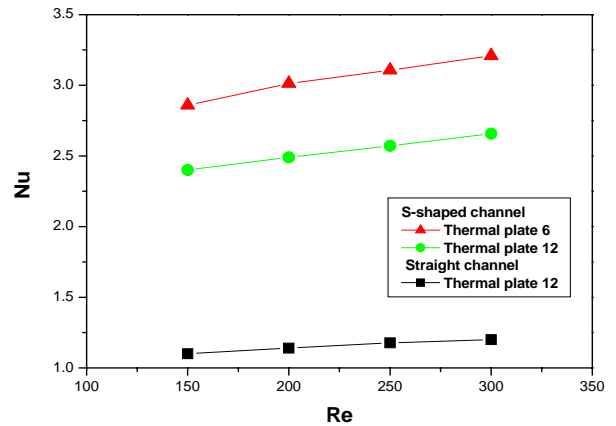


Fig. 6 Nu versus Re for straight and S-shaped channel on the micro plated heat exchangers.

Fig. 6은 레이놀즈수에 대한 Nu수의 변화를 나타낸다. 결과에서와 같이 레이놀즈수 증가에 따라 Nu수도 비례하게 증가함을 나타내고 있다. Nu수의 값은 열전달의 방식이 대류에 의한 열전달만큼 전도에 의한 열전달 또한 주요하다는 것을 의미한다. 직관 채널의 경우 Re수에 대해 기울기가 거의 0에 가깝다는 사실은 마이크로 채널 내 유속 증가에 따른 열전달 향상이 거의 나타나지 않는다는 것으로부터 대류의 영향력이 미소하다고 판단할 수 있다. 여기서 전열판 6장은 레이놀즈수 150~200사이 구간에서 Nu수의 변화량이 다른 구간에 비해 약간 크게 나타났고, 레이놀즈수 200~300구간에서는 비례하게 증가하였다. 레이놀즈수 300일 때 Nu수가 3.2로 나타나므로 열전달이 잘 이루어짐을 나타내고 있다. 직관 채널의 전열판 12장은 레이놀즈수 변화에 따라 약간 증가하였으나 기울기가 그리 크지 않는 것으로 보아 채널내의 층류유동 영향이 크다는 것을 알 수 있다.

3.2 압력강하 특성

직관 채널의 전열판 12장과 S 형상에 전열판 6장, 12장의 마이크로 관형열교환기에 대한 압력강하 특성을 Fig. 7에 나타내었다. 레이놀즈수가 증가함에 따라 압력강하량이 크게 증가하였으며 S 형상의 전열판 12장이 가장 높은 압력강하량을 나타내었다. S 형상에서 전열판이 증가할수록 압력이 크게 증가하는 이유는 마이크로 채널 내에서 동일한 레이놀즈수로 설정하여 많은 유량이

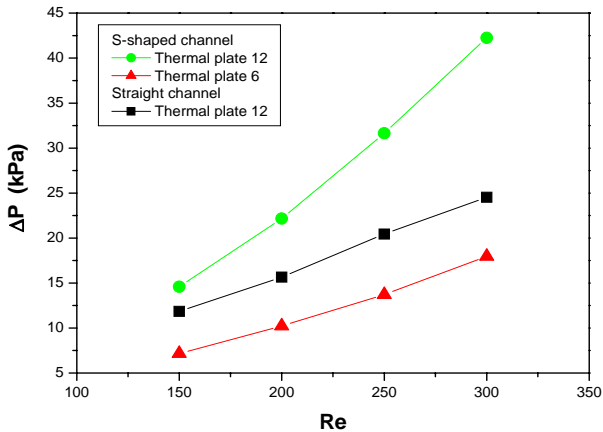


Fig. 7 Pressure drop versus Re for straight and S-shaped channel on the micro plated heat exchangers.

유입되어져 상승한다. S 형상의 전열판 12장은 유체의 상하좌우 유동으로 인해 직관채널보다 압력차 더욱 크게 발생하였다.

4. 결론

직관채널과 S 형상의 마이크로 채널을 이용한 마이크로 채널 판형열교환기를 레이놀즈수 변화에 따른 열전달 특성 및 압력강하를 연구하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) S 형상의 마이크로 채널과 직관채널을 금속박판에 식각을 통해 제작하였으며 고진공 브레이징 접합기술을 이용하여 마이크로 판형열교환기를 제작하였다.

(2) S 형상의 마이크로 채널이 직관채널보다 열전달률이 크게 상승하였다. S 형상의 경우 서로 뒤집어져 맞붙어있는 형상으로 전열면적의 증가와 함께 유동이 상하좌우 형태로 흘러 유동 혼합으로 열전달이 상승하였다.

(3) Nu수 비교를 통해 S 형상의 마이크로 채널이 직관채널보다 2~3배정도 높게 나타났다. 이는 S 형상이 전도에 의한 열전달보다 대류에 의한 열전달이 크기 때문에 열전달 성능이 우수하다고 판단되어진다.

(4) S 형상의 경우 전열판 6장보다 전열판 12장의 마이크로 판형열교환기가 높은 압력강하량 나타내었다. 또한, 직관채널의 전열판 12장보다 높은 압력강하를 나타내었다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단(에너지기술 학술진흥사업 : 2006-E-CM03-P-03-0-000-2006) 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Tuckerman, D. B. and Pease, R.F.W., 1981, High performance heat sink for VLSI, *IEEE Electron Device Letters*, Vol. EDL-2, No. 5, pp.126-129.
- (2) Rachkovskij, D.A., Kussul, E.M., and Talayev, S.A., 1998, "Heat exchange in short microtubes and micro heat exchangers with low hydraulic losses," *Microsystem Technologies*, pp.151-158
- (3) Choi S.B., Barron R.F., Warrington R.O., 1991, "Fluid flow and heat transfer in microtubes," *ASME DSC*, Vol. 32, pp. 123-134.
- (4) Gromoll, B., 1998, "Micro cooling systems for high density packaging," *Rev. Gen. Therm*, Vol. 37, No. 9, pp.781-787.
- (5) Harris, C., Kelly, K., Wang, T., McCandless, A., Motakef, S., 2002, "Fabrication, Modeling and Testing of Micro-Cross-Flow Heat Exchangers," *Journal of MEMS*, Vol. 11, No. 6, pp.726-735.
- (6) Ngo, T. L., Kato, Y. and Nikitin, K., 2006, "New printed circuit heat exchanger with S-shaped fins for hot water supplier," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, No. 8, pp.811-819.
- (7) Alm, B., Knitter, R. and Hausslt, J., 2005, "Development of a ceramic micro heat exchanger design, construction, and testing," *Chemical Engineering and Technology*, Vol. 28, No. 12, pp.1554-1560.
- (8) Celata, G. P., Cumo, M. and Marconi, V., 2006, "Microtube liquid single-phase heat transfer in laminar flow," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, No. 19-20, pp.3538-3546.