

마이크로 채널 판형 열교환기의 3차원 형상에 따른 열전달 특성 및 압력강하 실험

서 장 원, 이 규 정^{**}, 김 윤 호, 문 정 은
고려대학교 기계공학과 대학원, *고려대학교 기계공학과

Experiments on Heat Transfer Characteristics and Pressure Drop in Micro-channel Plate Heat Exchangers with 3D shapes

Jang-Won Seo, Kyu-Jung Lee^{*}, Yoon-Ho Kim, Chung-Eun Moon
Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-713, Korea

(Received December 12, 2007; revision received February 18, 2008)

ABSTRACT: Microscale heat transfer and microfluidics have become increasingly important to overcome some very complex engineering challenges. The use of very small passages to gain heat transfer enhancement is a well documented method for achieving high heat flux dissipation. In this study, the performance evaluation of micro-channel plated heat exchangers with straight, V-shaped and Y-shaped channels has been experimentally carried out under the counterflow condition. It is found that the mixing effect in V-shaped and Y-shaped channels enhances the heat transfer but pressure drop does not increase seriously in the range of low Reynolds number.

Key words: Counterflow(대향류), Plate heat exchanger(판형 열교환기), Chevron angle(주름각), Microchannel(마이크로채널), Heat transfer(열전달), Pressure drop(압력강하)

기 호 설 명

A : 전열면적 [m^2]
 A_c : 단면적 [m^2]
 C_p : 정압비열 [$kJ/kg \cdot K$]
 D : 지름 [m]
 D_h : 수력직경 [m]
 k_f : 열전도계수 [$W/m \cdot k$]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 Nu : Nusselt수
 P : 접수주변길이 [m]
 Q : 열전달량 [W]
 Re : 레이놀즈 수

T : 온도 [$^{\circ}C$]
 ΔT_{LMTD} : 대수평균 온도차 [K]
 U : 총괄열전달계수 [$W/m^2 \cdot k$]

그리스 문자

a : 세브론 각
 μ : 점성 계수
 ρ : 밀도

하첨자

c : 저온 유체
 h : 고온 유체
 i : 입구
 o : 출구

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3359; fax: +82-2-928-9768

E-mail address: kjlee@korea.ac.kr

1. 서 론

전자 기기의 소형화 및 고효율화에 따라 전자 부품 회로의 집적화에 의한 단위 면적 또는 단위 부피당 발열량이 크게 증대되었으며 더욱 가속화 되리라 전망된다. 따라서 무엇보다 전자부품의 신뢰성을 높이기 위해서는 어떠한 상황에서도 발열량을 신속히 최대한 빠르게 제거할 필요가 대두되었으며 이를 위해 최적의 냉각시스템 개발이 요구되는 실정이다. 기존의 냉각방식인 공랭식 및 히트 파이프 방식으로는 열 제거의 한계에 직면해 있어 새로운 냉각시스템의 개발이 요구되며 이에 마이크로 채널을 이용한 마이크로 열교환기에 대한 관심이 점점 높아지고 있는 추세이다.

마이크로 채널에서의 일반적인 열수력 특성은 작은 수력직경과 낮은 유속으로 인한 저 레이놀즈수 영역의 층류 유동, 냉각시스템의 단위 부피당 큰 전열 면적/부피로 인한 높은 열전달률, 반면에 마이크로 직경으로 인한 단위 유로 길이 당 큰 압력강하 및 입, 출구의 구조적 압력강하 증가 등을 들 수 있다. 따라서 열교환기의 채널형상을 디자인 할 때 상반되는 열전달과 압력 관계를 고려하여 최적의 형상 조건을 찾아야 할 것이다.

최근 MEMS 분야의 발전으로 초소형 미세 가공 기술이 발달하여 쉽게 대량으로 마이크로채널을 제작 설계할 수 있어 대량생산에 의한 가격 경쟁력도 확보할 수 있으며 직접 웨이퍼에 이러한 기술을 적용하여 열교환기를 만들 수 있어 상이한 재질에 관한 열응력에 따른 피로파괴 현상도 줄일 수 있는 장점도 있다.

1981년 Tuckerman과 Pease⁽¹⁾가 마이크로 채널을 이용한 초고집적회로(VLSI)의 냉각에 관한 연구를 수행한 이래로 마이크로 채널 내 단상유동을 이용한 냉각시스템에 대한 많은 연구가 진행되었다.⁽²⁻⁷⁾ 그러나 많은 연구에도 불구하고 수치해석 및 실험적 어려움에 의해 체계적인 결과나 자료들이 부족한 실정이다. Focke⁽²⁾는 1986년 판형 열교환기의 홈의 형상과 배열에 따른 최적 조건을 결정하는 방법에 대하여 Colburn j인자, 마찰계수, Reynolds수의 향으로 나타내었다. 상기의 조합에 따라 최적의 표면형상을 찾아내어 단위면적당 총괄열전달계수를 높여 전체 열교환기 크기를 감소시키는 방법을 발표하였다. 압력강하 연구로써 Gromoll⁽³⁾은 공기를 작동 유체로 사용하

여 마이크로 채널 냉각기에서 체적유량의 증가에 따라 압력강하량이 선형적으로 증가함을 보였으며, 체적유량이 0.18~0.8 m³/hr일 때 6~84 kPa의 압력강하량이 나타났다. Ngo⁽⁴⁾는 PCHE를 이용한 주택난방 온수 공급용 열교환기에 대한 연구를 수행하였다. 유로 내에 S 형상의 핀을 구성하고 작동유체로 CO₂/H₂O를 사용하여 수치해석 및 실험을 수행하였다.

본 연구에서는 마이크로 채널의 형상으로 기존에 많이 적용되고 있는 I 형상(직관채널)과 3차원 형상 구조를 가져 단순 2차원 유동이 아닌 3차원 혼합 유동을 야기하는 V, Y 형상 채널을 제안하고 이들의 열성능을 비교하였다. 각각의 채널로 구성된 마이크로채널 판형 열교환기는 고온부 채널 6장과 저온부 채널 7장, 총 13장의 마이크로 채널 전열관을 적층하여 구성하였으며, 대항류 조건 아래 물을 작동 유체로 실험을 수행하였다. 정상상태 도달 후 정해진 일정 입구온도에서 레이놀즈수 변화에 따른 열전달 및 압력강하 특성을 비교 분석하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 실험장치의 구성도를 보여주고 있다. 크게 두 부분으로 나누어 고온유체 순환부와 저온유체 순환부로 구성되어 있다. 고온유체와 저온유체는 항온조에서부터 마이크로 펌프, 필터, 유량계와 압력계를 거친 후 실험부인 마이크로채널 판형 열교환기를 통과하여 다시 항온조로 되

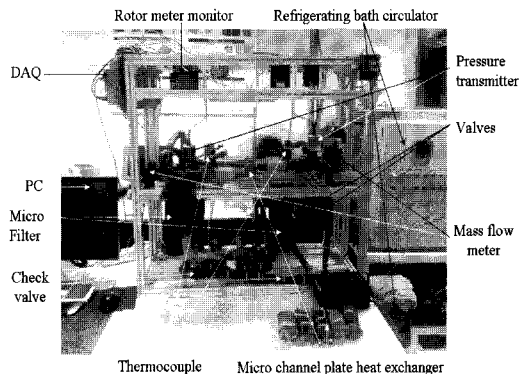


Fig. 1 Photo of experimental apparatus.

돌아와 재순환될 수 있도록 구성하였다. 대향류 조건으로 고온과 저온 유체 간에 열교환이 이루어지도록 입, 출구 연결부를 구성하였으며, 압력계와 T형 열전대(Thermocouple)를 설치하여 열교환기 입출구의 온도와 압력을 측정하였다. 저온부에는 압력계, 고온부에는 차압계를 설치하여 작동유체의 유출입 시 발생하는 압력차를 측정하였다. 작동유체는 정제수(DI-Water)를 사용하였고 마이크로 채널 특성상 채널 단면적이 매우 작으므로 막힘을 방지하기 위해 1 μm 까지 여과 할 수 있는 마이크로 필터를 사용하였다. 낮은 유량에서는 입, 출구 부분에 낮은 압력과 시스템 연결부의 높이 차로 인하여 발생하는 요인으로 유량이 빠져 나가지 못하고 역류 하거나 정체되는 현상을 관찰 할 수 있다. 이를 방지하기 위해 마이크로 펌프에서 보내는 유량을 미세 조절 할 수 있는 밸브와 역류를 방지하기 위하여 체크(Check) 밸브를 설치하였다.

2.2 시험 열교환기

마이크로채널 판형 열교환기의 형상에 대한 제원을 Table 1에 수록하였으며 Fig. 2에 식각된 전열판의 사진을 보여주고 있다. 젖음식각(Wet etching) 방법을 이용하여 금속박판에 마이크로 채널 형상을 제작하였다. I 형상 채널은 단면 식각, 3차원 형상인 V, Y 형상 채널은 양면 식각을

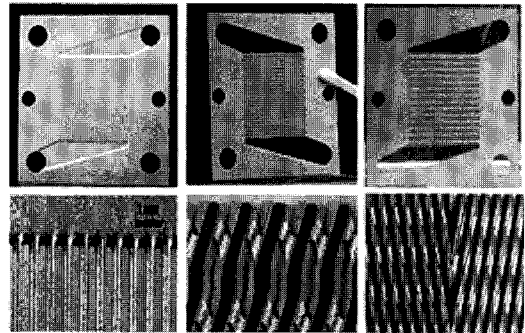


Fig. 2 Photos of I and Y, V-shaped channels in metal sheets.

이용하여 구성하였다. I 형상 채널은 단면으로만 식각되어져 전열판 만으로도 적용이 가능하나, 반면 V, Y 형상 채널의 경우 양면 식각이므로 저온, 고온 및 저온유체가 서로 섞이지 않도록 중간판(mid-plate)을 각 한 장씩 사이마다 끼워 넣어 적용하여야 한다. I, V, Y 형상 열교환기가 동일 조건에서 비교하여질 수 있도록 식각 방법을 감안하여 I, V, Y 형상 전열판 및 중간판의 제원들을 결정하였으며 또한 실험 시 각 마이크로열교환기가 동일 작동 조건 하에서 수행되도록 제반 설계 조건을 맞추었다.

V 형상에서 수평에서 측정되어진 채널의 각도를 세브론각이라고 하며 압력강하를 고려하여 I 형상 채널에 비해 크게 증가하지 않는 범위에서 압력강하가 유지되도록 세브론각 80°를 사용하였다. Y 형상은 I 형상의 일부분과 V 형상의 일부분을 혼합하여 구성하고 I 형상 영역을 혼합 길이(mixing length), V 형상 영역을 분리 길이(separation length)로 구분하였다. 현 연구에서 수행된 Y형상 역시 압력강하량이 너무 커지지 않도록 구성하여 300 μm 혼합길리와 700 μm 분리길리로 제작하였다. I 형상 채널은 단면식각으로 상단부에서 200 μm 깊이로, V, Y 형상의 마이크로 채널은 양쪽 면에서 각각 100 μm 깊이로 식각하여 채널의 깊이가 같도록 하였다.

각각의 채널로 구성된 마이크로채널 판형 열교환기는 고온부 채널 6장과 저온부 채널 7장, 총 13장의 마이크로채널 전열판을 적용하여 구성하였으며 좌우 양쪽에 엔드플레이트(End plate)를 두어 열교환기 강도 유지 및 작동유체 유출입관 포트를 연결할 수 있도록 하였다. Fig. 3은 저온 유체와 고온 유체의 대향류 유로 패턴과 V, Y

Table 1 Specifications of the micro plated heat exchangers

Characteristics	Straight	V, Y shape
Dimensions (W×L×H), mm	40×40×0.3	40×40×0.2 40×40×0.1 (mid-plate)
Total plate	13+2(End plate)	13+2(End plate) 13+2(End plate)
Number of thermal plate	6	6
Plate material	STS-304	
Thermal plate (W×L), mm	20.1×20.1	
Channel width	300 μm	300 μm
Channel height	200 μm	200 μm
Chevron angle(a)	-	80°(V-shape)
Separation length	-	700 μm (Y-shape)
Mixing length	-	300 μm (Y-shape)

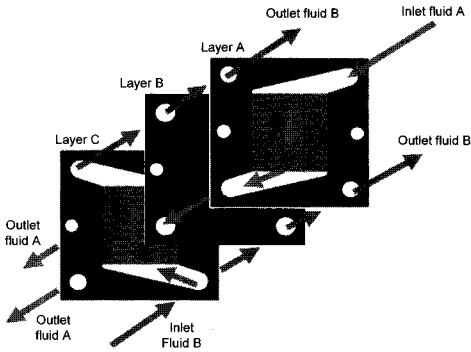


Fig. 3 Schematic of design and flow configuration of a counter flow plate heat exchanger.

형상 채널의 Parallel 연결 형태인 전열판 적층도를 나타내었다. 마이크로 채널 판형 열교환기는 기존의 판형 열교환기와 같이 저온유체와 고온유체가 흐르는 유동방식이 같기 때문에 전열판 한 장에는 저온 유체가 흐르고 다른 한 장은 고온유체가 흐른다. 중간에 분리판을 두어 저온 및 고온 유체가 섞이지 않고 열교환만 할 수 있도록 구성 한다. 위와 같은 방식으로 한장 한장씩 배열된 전열판 및 분리판을 게스킷(Gasket)을 사용하지 않고 진공 브레이징(Vacuum brazing)을 이용하여 접합해서 마이크로채널 판형 열교환기를 제작 하였다. 진공 브레이징은 섭씨 450°이상의 녹는점 온도를 가진 용가재를 사용하여 진공상태에서 모재의 녹는점 이하의 열을 가하여 모재를 접합한다. 장점은 모재의 변형이나 잔류응력이 없고 게스킷 보다 높은 내압에 견딜 수 있으며 비용 절감과 대량 생산에도 적합하다.

2.3 실험조건 및 방법

우선, 시스템 내부의 기포가 전부 제거되도록 항온조를 운전시킨 뒤 저온, 고온부의 펌프 유량을 조절하고 항온조의 온도가 실험 온도조건에 맞도록 온도와 유량을 점검 한다. 고온부와 저온부의 열전달 상태를 계산하고 정상상태에 이루어졌다고 판단되면 실험 데이터를 수집한다. 작동유체가 흐르는 모든 연결 부위는 6 mm동관을 사용하였으며 주위로의 열손실을 방지하기 위하여 모두 단열 처리하였다. 실험의 기준이 되는 I 형상 열교환기인 경우 저온측 질량유량(Mass flow rate)

은 210~430 g/min, 고온측 질량유량은 174~1620 g/min로 변화시켜 가며 열전달과 압력강하를 측정하였다. V, Y 형상과의 비교 실험인 경우 저온측 유량은 208 g/min로 고정하였으며, 고온측 유량을 174~1420 g/min으로 변화시켰다. 압력강하를 고려하여 레이놀즈수 63~500 범위에 해당하는 유량범위의 조건으로 마이크로 채널 판형 열교환기의 열전달 성능 및 압력강하에 대한 실험 결과를 비교, 관찰 하였다. 이때 열교환기의 고온측 입구온도는 40 °C, 저온측 입구온도는 20 °C로 고정하여 실험을 수행하였다.

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 G는 채널당의 질량 유속을 나타낸다.

2.4.2 열평형 해석

저온측과 고온측의 열전달률은 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 오차는 식(5)로 나타내어 5%의 오차 범위 이내에서 열교환이 이루어지도록 하였다. 그러므로 5% 이상의 초과 범위 값은 모두 취하지 아니하였다.

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

대향류에서 열교환기의 대수평균온도차(LMTD)는 입, 출구 온도를 측정하여 식(6)으로 나타낼 수 있다.

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

대수평균온도차를 이용한 열전달률 Q_{ave} 는 식(7)과 같이 된다.

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

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

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

여기서 k_f 는 물 측 열전도 계수를 의미한다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 열전달 특성

기존 마이크로 열교환기에서 주로 사용된 직관 채널을 본 연구에 적용하여 직관 마이크로 채널에서의 열전달 특성 및 압력강하를 조사하였다. 마이크로채널 판형 열교환기의 적층수에 따른 영향을 조사하기 위해 대향류 구조를 갖춘 13 전열판 적층 I-13과 25 전열판 적층 I-25를 제작하여 실험 비교하였다.

Fig. 4와 Fig. 5에 고온 유체의 레이놀즈수의 변화에 따른 열전달률을 표시하였다. 이 때 저온 측 질량유량도 210~430 g/min로 변화하며 실험을 수행하였다. 적층수에 따른 영향을 알아보기 위해서는 고온 유체의 질량유속보다는 관 내에서의 속도를 나타내는 레이놀즈수로 비교하는 것이 바람직하며 수력직경 개념을 도입하여 산출하였다. 저온 측 질량유량을 일정하게 고정하고 고온 유체의 질량유량(174~1620 g/min)을 증가시키면 열전달률이 증가함을 볼 수 있다. 저 레이놀즈수에서는 급격히 증가하다 레이놀즈수가 증가할수록 완만해짐을 보인다. 또한 고온 유체의 일정 레이놀즈수에서 저온 유체의 질량유량이 증가될 때 또한 열전달률이 상승함을 알 수 있다. 이는 기존 열교환기들의 일반적인 특성과 일치한다.

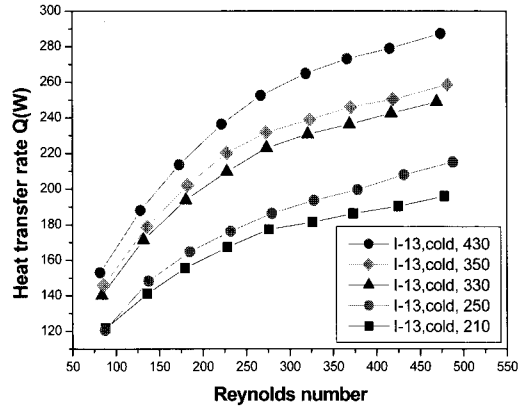


Fig. 4 Heat transfer rate versus Re for 13-type plated heat exchanger with straight channels.

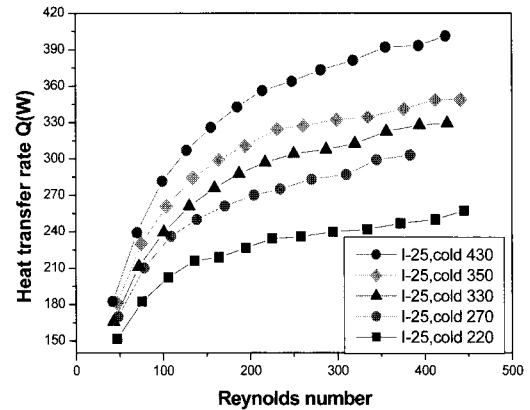


Fig. 5 Heat transfer rate versus Re for 25-type plated heat exchanger with straight channels.

Fig. 6에서는 적층수에 따른 마이크로열교환기의 열성능을 비교하기 위하여 I-13과 I-25 직관 마이크로 채널 판형 열교환기에 대해 열전달률과 압력강하를 함께 나타내었다. 여기서 그래프 위에 두 줄은 열전달률을 나타내며 아래의 두 줄은 압력강하량을 나타낸다. 전열판 적층수가 늘어나면 열전달률은 높아지며 이는 적층시 전열면적의 증가로 나타난 결과이다. 적층에 따른 열전달을 비교하기 위해서는 저온 측의 레이놀즈수도 맞추어야 한다. 따라서 I-13인 경우, 210 g/min I-25인 경우 430 g/min의 질량유속의 결과를 이용하여 비교하였으며, 두 배 적층에 따른 전열면적의 2배로 열전달률도 평균 2배 정도의 열전달 상승

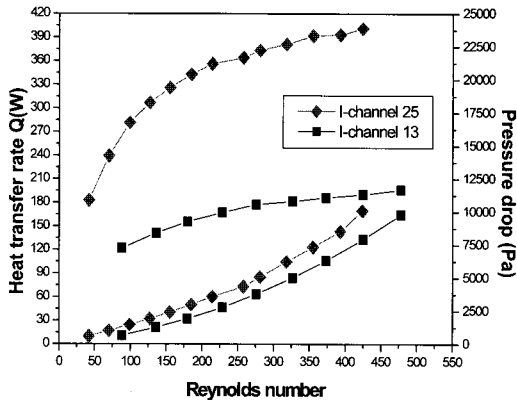


Fig. 6 Heat transfer rate and pressure drop versus Re for 13, 25-type plated heat exchangers with straight channels.

를 보인다. 압력강하는 3.2절에서 다루기로 한다.

I, V, Y 형상 채널에서의 열전달 성능을 비교하기 위하여 전열판 적층을 모두 동일한 13장 적층으로 구성하였다. 또한 저온 유체의 유량을 208 g/min에 고정하고 고온 유량을 174~1420 g/min로 변화시켜 가며 실험을 수행하였다. 이 때 레이놀즈수는 각각의 수력직경에 따라 약 63~500 범위에 해당한다. I 형상 직관 채널의 경우 수력직경을 구하기 위한 전열면적을 구하기 쉬우나 V, Y 형상 채널인 경우 형상이 복잡하여 전열면적을 계산하기 어렵다. 3차원 형상 모델링 프로그램인 Solidworks 2006을 사용하여 실제 형상을 모델링한 후 전열면적을 계산하였다. 직관채널 수력직경 값은 0.2 mm로 가장 크며, V 형상은 0.128 mm, Y 형상은 0.119 mm로 가장 작다.

Fig. 7은 채널 형상에 따른 열전달 성능을 보여주고 있다. 측정된 온도로부터 대수평균온도차와 총괄열전달계수를 구하고 이를 무차원 형태인 누셀수(Nusselt number)로 나타내었다. 직관채널의 경우 레이놀즈수에 따라 값이 크게 변하지 않음을 볼 수 있으며 그 크기는 1.7정도에 가깝게 나타난다. 누셀수가 1에 가깝다는 것은 I 형상 채널에서의 열전달 방식은 층류가 열전달에 미치는 영향이 적어 대류열전달 만큼 전도에 의한 열전달 방식도 중요하다는 것을 보여주고 있다. V, Y 형상 채널의 경우 직관채널 보다 큰 3~6.5정도의 누셀수를 나타내고 있으며 기존 관의 열적 완전 발달된 유동에서의 누셀수가 보다 크게 나타나고 있다. 이는 V, Y 채널의 3차원 형상에 의한 혼합

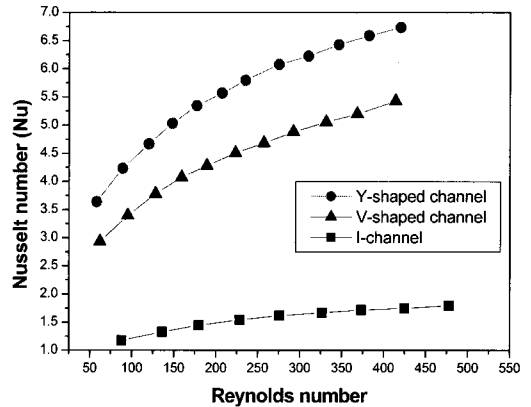


Fig. 7 Nusselt number versus Re for straight and V, Y-shaped channel on the micro plated heat exchangers.

이 영향을 미치고 있다고 판단된다.

3.2 압력강하 특성

열교환기에서의 압력강하는 세부분으로 구분될 수 있다. 입, 출구 부분의 유동 마찰, 채널에서의 유동 마찰 그리고 입, 출구의 높이 차에 의해 좌우된다. 일반적으로 마이크로 열교환기인 경우 입, 출구 높이 차에 의한 압력강하는 무시될 수 있으나 채널에서의 압력 강하 못지않게 입, 출구의 압력 강하가 중요하게 되는 경우도 발생한다.

Fig. 6에는 직관 채널 적층수 비교에 대한 압력강하량 특성을 나타내었다. 전열판 적층수가 많은 직관채널 25장 적층 열교환기가 13장 보다 높은 압력강하량을 나타내었다. 동일 레이놀즈수에서는 적층수에 상관없이 채널 내의 압력강하량이 같아야 하나 마이크로 채널 내에 같은 레이놀즈수로 유량이 흐르도록 하기 위하여 두 배로 적층된 25장 적층 열교환기에는 2배의 유량이 유입되어야 한다. 본 실험에서 사용된 열교환기에는 채널 형상에 상관없이 작동유체가 들어가는 입, 출구 부분의 환경이 모두 동일하게 제작되었기 때문에 많은 유량이 유입되는 25장 적층의 경우 입구 및 출구부분의 유속이 13장 적층에 비해 빨라 보다 큰 압력 손실이 발생하게 된다.

Fig. 8에는 채널 형상별 레이놀즈수에 대한 압력강하 특성을 나타내었다. V, Y 형상 채널은 거의 같은 압력강하량을 나타내었으며 I 형상 채널이 가장 낮은 압력강하량을 나타내었다. 이는 V,

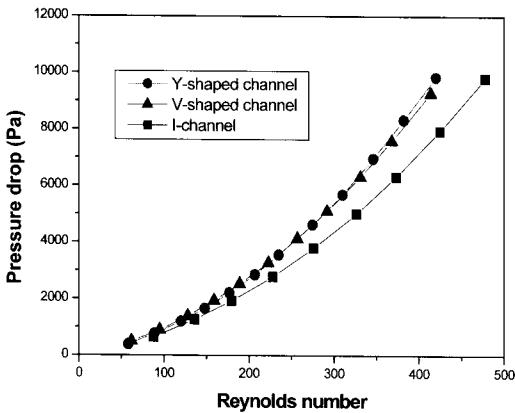


Fig. 8 Pressure drop versus Re for straight and V, Y-shaped channel on the micro plated heat exchangers.

Y 형상에서의 3차원 유동에 기인하는 것으로 판단된다. 저 레이놀즈수에서는 I, V, Y 형상 채널 모두 비슷한 압력강하를 나타내고 있어 3차원 유동의 압력 강하가 거의 효과를 나타내지 못하나 레이놀즈수가 증가할수록 3차원 유동에 의한 압력 손실이 발생하여 I 형상과 V, Y 형상의 압력 강하 폭이 점점 커짐을 알 수 있다. 레이놀즈수 400정도에서 V 형상은 I 형상의 1.2배, Y 형상은 1.25배의 압력 강하가 나타났다.

4. 결 론

직관채널 I 형상과 세브론각 80°의 V 형상, 분리길이 700 μm, 혼합길이 300 μm의 Y 형상 마이크로채널 판형 열교환기를 제작하고 레이놀즈수 변화에 따른 열전달률 및 압력강하량 특성을 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 양면식각 방법과 진공브레이징 방법으로 3차원 혼합유동을 가지는 V, Y 형상의 고온 전열판 6장, 저온 전열판 7장 적층 마이크로채널 판형 열교환기를 제작하였다.

(2) 직관채널 I형 채널의 경우 적층수에 따른 열전달 및 압력강하를 비교하였으며, 전열성능은 적층수에 따라 증가하나 압력강하는 입, 출구에서 압력강하량이 크게 좌우됨을 알 수 있다.

(3) 누셀수 비교를 통해 Y 형상의 마이크로채널이 가장 우수한 열적 성능을 나타내었다. V, Y 형상의 마이크로채널은 직관채널 I 형상 보다 약 2.5~3배의 높은 누셀수를 나타낸다. 또한 기존의

열적 완전발달 유동의 누셀수보다 약간 큼을 알 수 있다. 이는 V, Y 형상 채널에서의 유동이 3차원 혼합유동 형태를 가지기 때문이다.

(4) 저 레이놀즈수에서는 I, V, Y 형상 채널 모두 비슷한 압력강하를 나타내고 있어 3차원 유동의 압력 강하가 거의 효과를 나타내지 못하나 레이놀즈수가 증가할수록 3차원 유동에 의한 압력 손실이 발생하여 I 형상과 V, Y 형상의 압력강하 폭이 점점 커짐을 알 수 있다.

후 기

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

참고문헌

1. Tuckerman, D. B., 1981, High performance heat sink for VLSI, IEEE Electron Device Letters EDL-2, pp. 126-129
2. Focke, W. W., 1986, Selecting optimum plate heat exchanger surface patterns, ASME J. Heat Transfer, Vol. 108, No. 1, pp. 153-160.
3. Gromoll, B., 1998, Micro cooling systems for high density packaging, Rev. Gen. Therm, Vol. 37, No. 9, pp. 781-787.
4. Ngo, T. L., 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.
5. Mark. S., 2005, Single-phase liquid flow and heat transfer in plain and enhanced silicon microchannels, Ph.D. thesis, Rochester Institute of technology, Minneapolis, MN, U.S.A.
6. Yang, N. H., 2004, An experimental study on heat transfer characteristics and pressure drop in micro channel plate heat exchangers with the channel shape, MS thesis, Korea University, Seoul, Korea.
7. Lee, K. S., 2001, Optimal shape and arrangement of staggered pins in the channel of a plate heat exchanger, Heat and mass transfer, Vol. 44, No. 17. pp. 3223-3231.