

직관채널의 마이크로 판형열교환기 열적 성능 특성

김 윤 호, 이 규 정^{*†}, 서 장 원, 전 승 원
 고려대학교 기계공학과 대학원, ^{*}고려대학교 기계공학과

The Characteristics of Thermal Hydraulic Performance for Micro Plate Heat Exchanger with Straight channel

Yoon-Ho Kim, Kyu-Jung Lee^{*†}, Jang-Won Seo, Seung-won Jeon

Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Anam-Dong, Sungbuk-gu, Seoul 136-701, KOREA

^{*}Department of Mechanical Engineering, Korea University, Anam-Dong, Sungbuk-gu, Seoul 136-701, KOREA

(Received August 26, 2008; revision received October 6, 2008)

ABSTRACT: This paper presented the heat transfer and pressure drop characteristics for micro plate heat exchanger with straight channel. The metal sheets for straight channel are manufactured by chemical etching and fabricated micro plate heat exchangers by using the vacuum brazing of bonding technology. The performance experiments are performed within the Reynolds numbers range of 15~250 under the same flow rate conditions for hot and cold sides. The inlet temperature of hot and cold water are conducted in the range of 30 °C~50 °C and 15 °C~25 °C, respectively. Heat transfer rate and pressure drop are evaluated by the Reynolds numbers and mass flow rates as the inlet temperature variations of the hot and cold sides. Correlations of Nusselt number and friction factor are suggested for micro plate heat exchanger with straight channel using the results of performance experiment.

Key words: Micro plate heat exchanger(마이크로 판형열교환기), Straight channel(직관채널), Nusselt number(뉴셀수), Friction factor(마찰계수), Correlation(상관식)

기 호 설 명

A	: 열전달 면적 [mm^2]	h	: 열전달계수 [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$]
A_c	: 최소 유동단면적 [mm^2]	H	: 마이크로 판형열교환기 높이 [mm]
A_s	: 유효 열전달면적 [mm^2]	K_c	: 수축손실계수
A_{port}	: 입·출구 포트면적 [mm^2]	K_e	: 확대손실계수
B	: 편향오차	L	: 마이크로 판형열교환기 길이 [mm]
b	: 마이크로채널 폭 [μm]	\dot{m}	: 질량유량 [kg/s]
C_p	: 정압비열 [$\text{kJ}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$]	N	: 측정횟수
D_h	: 수력직경 [mm]	ΔP	: 압력강하 [Pa]
e	: 마이크로채널 높이 [μm]	Pr	: 프란틀수, $\mu C_p / k$
f	: 마찰계수	Q	: 열전달량 [W]
		Re	: 레이놀즈수, $\dot{m} D_h / \mu A_c$
		S	: 표준편차
		T_c	: 저온순환부 온도 [$^\circ\text{C}$]
		T_h	: 고온순환부 온도 [$^\circ\text{C}$]

[†] Corresponding author

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

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

ΔT_{LMTD}	: 대수평균온도차 [$^{\circ}\text{C}$]
U	: 총괄 열전달계수 [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$]
W	: 마이크로 판형열교환기 폭 [mm]
w	: 마이크로채널 넓이 [μm]

그리스 문자

ϵ	: 유용도
σ	: 수축계수
ρ	: 밀도 [kg/m^3]
Π	: 전체 불확실도

하첨자

c	: 저온부
h	: 고온부
m	: 평균
$error$: 오차

1. 서 론

지난 수년 간 전자 및 기계장치들의 고속화 및 소형화 기술이 눈에 띄게 발전함에 따라 이러한 기술이 적용되는 시스템에는 고성능화 및 고용량화를 갖추게 되었다. 그러나 한편으로는 단위면적당 발열량의 증가로 인한 열적 문제와 공간의 제약성에 따른 문제가 계속 야기되고 있는 실정이다. 최근 MEMS(Micro-Electro-Mechanical System)기술이 적용된 마이크로채널을 갖는 소형 열교환기가 고효율과 소형화에 적합한 냉각시스템의 해결책으로 제시되어지고 있다. 마이크로채널을 이용한 소형열교환기의 특징은 상용화된 판형열교환기에 비해 채널 특성길이 1mm 이하로 단위체적당 매우 큰 전열면적을 갖는다. 따라서 같은 용량의 상용화된 판형열교환기에 비하여 높은 열전달계수와 낮은 제작비, 온도 근접성, 소형 및 경량의 고효율 마이크로 판형열교환기를 제작할 수 있는 장점을 지니고 있다.

마이크로 열교환기에 관한 연구로는 Gromoll⁽¹⁾이 작동유체로 압축공기를 사용하여 마이크로채널을 이용한 냉각기에 관한 실험을 수행하였으며, 마이크로 열교환기의 열전달계수를 제시하였다. Harris et al.⁽²⁾은 마이크로 직교류(Cross flow) 열교환기에 대한 수치해석을 수행하여 최적의 열

교환기 형상을 도출한 후 폴리머와 금속의 두 가지 재질을 사용하여 공기 대 물 실험을 통해 압력강하 특성을 비교하였다. Rachkovskij et al.⁽³⁾은 마이크로채널의 중횡비와 함께 적층수가 20장인 직교류 열교환기에 대한 연구를 수행하였다. 작동유체는 공기 대 공기로 실험을 통해 우수한 온도근접성과 높은 체적열전달계수를 나타내었다. Kang and Tseng⁽⁴⁾은 마이크로 직교류 열교환기의 열 및 유체특성을 예측할 수 있는 이론적 모델을 제시하였다. 유용도와 압력강하의 상관관계를 나타낸 모델로 기존 문헌의 실험결과와 비교하여 타당성을 제시하였다. 또한, 마이크로 열교환기의 재료 물성과 치수에 따른 열전달률과 압력강하 관계를 분석하였다. 최근에는 Seo et al.⁽⁵⁾은 직관채널과 3차원 형상의 V, Y채널을 가지는 마이크로 판형열교환기를 이용하여 열전달률과 압력강하에 대한 기초 성능을 비교 및 분석하였다.

마이크로 판형열교환기는 현재 지속적인 제작과 실험이 이루어지고 있으나 매우 기초적인 성능 실험에 국한되어왔다. 따라서 본 연구에서는 직관형상의 마이크로채널로 구성된 마이크로 판형 열교환기에 대해 레이놀즈수 및 온도에 따른 열전달 및 압력강하에 관한 성능실험을 수행하였고 이를 이용하여 유용도, 열전달계수 상관식, 마찰계수 상관식을 제시하고자 한다. 직관채널의 마이크로 판형열교환기에 대한 유용도 평가와 열전달계수 및 마찰계수 상관식의 제안은 고효율 및 고성능 마이크로 열교환기 개발에 있어 기초 설계 자료로 활용할 수 있으리라 판단한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 마이크로 판형열교환기

Fig. 1은 직관형상의 마이크로채널 금속박판과 마이크로채널을 확대한 형상을 나타내었다. 금속박판의 재질은 SUS304L을 사용하였고 두께 $300\mu\text{m}$ 에 에칭 깊이 $200\mu\text{m}$ 인 단면식각을 이용하였다. 마이크로채널의 단면식각은 습식의 등방성 식각방법인 화학적 에칭으로 미세한 형상을 가공하였다. 마이크로 판형열교환기의 상세한 제원은 Table 1에 제시하였다. 금속박판과 엔드플레이트(End plate)를 진공로에서 용가재(Filter metal)와 함께 브레이징(Brazing)되어 접합하고 입구 및 출

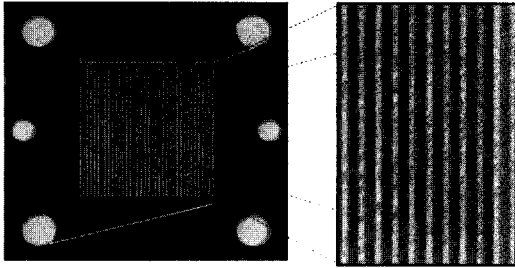


Fig. 1 Photos for the metal sheet with straight channel.

Table 1 Specifications of the micro plate heat exchangers

Characteristics	Straight
Dimensions (W×L×H)	40×40×16 mm
Total plate	25(Metal sheet) + 2 (End plate)
Plate material	SUS304L
Thermal plate (W×L×H)	20.1×20.1×0.3 mm
Channel width	300 μm
Channel height	200 μm
Channel length	20.1 mm

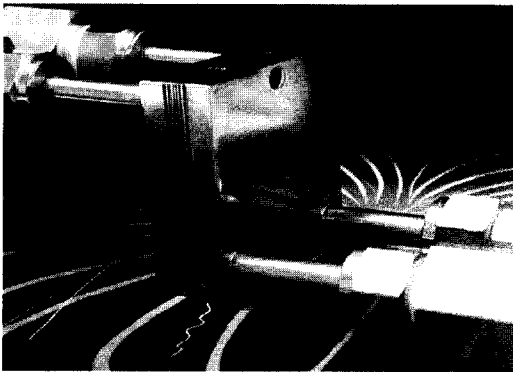


Fig. 2 Micro plate heat exchanger.

구 포트를 용접하여 일체형인 마이크로 판형열교환기가 제작된다. Fig. 2에 일체형의 마이크로 판형열교환기를 나타내었다.

2.2 실험장치

Fig. 3은 본 연구에 사용된 실험장치를 나타내

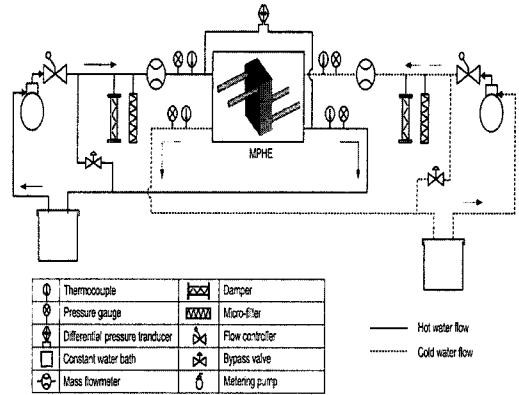


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus.

고 있다. 실험장치는 고온 순환부, 냉각수의 저온 순환부, 그리고 고온 유체와 저온 유체가 열교환하는 시험부로 구성된다. 고온 및 저온 순환부에서는 작동유체의 일정온도를 유지하기 위한 항온조, 일정유량을 보내는 정량펌프, 맥동 방지를 위한 댐퍼(Damper), 작동유체 내에 이물질을 여과하기 위한 마이크로 필터를 사용하였다. 외부와의 열교환을 최소화하기 위해 실험장치 전구간에 걸쳐 단열처리를 하였다. 시험부에서는 작동유체의 온도, 압력, 유량을 측정하기 위해 유입/유출부에 질량유량계, 열전대, 압력계 및 차압계를 설치하였다. 각 계측 장치들에 대해 보정(Calibration)을 수행한 후 유량, 온도, 압력 및 차압 등을 데이터 수집 장치를 이용하여 정상 상태에서 모든 결과물을 0.5초 간격으로 저장하였다.

2.3 실험조건 및 결과처리

마이크로 판형열교환기의 열전달 및 압력강하량을 측정하기 위해 작동유체는 DI-water를 사용하였으며 대향류(Counter flow)조건으로 실험을 수행하였다. 고온 순환부의 작동유체에 대한 실험온도는 30 °C ~ 50 °C로 설정하였고, 저온 순환부의 냉각수에 대한 실험온도는 15 °C ~ 25 °C로 설정하여 실험을 수행하였다. 고온 순환부와 저온 순환부의 유입 유량은 같은 질량유량 조건으로 설정하였다.

마이크로 판형열교환기의 직관 채널의 수력적 경은 식(1)에 의해 계산하였고, 이를 이용한 레이놀즈수는 식(2)에 나타내었다.

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

$$Re_h = \frac{\rho V D_h}{\mu} = \frac{D_h \dot{m}}{\mu A_c} \quad (2)$$

여기서, 직관 채널에서 A_c 는 마이크로채널에서의 최소 자유유동면적(Free flow area), A_s 는 전체 유효열전달 면적, L 은 유동 방향으로의 열교환기 길이를 나타낸다.

시험부의 저온측과 고온측의 열전달율은 식(3)과 식(4)를 이용하여 구하였다.

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

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

총괄 열전달계수는 대수평균 온도차(LMTD)방법에 의해 식(5)으로부터 결정되어진다.

$$U = \frac{Q_m}{A_s \Delta T_{LMTD}}$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \begin{cases} \Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \end{cases} \quad (5)$$

$$Q_m = \frac{Q_h + Q_c}{2}$$

고온측과 저온측의 열교환 오차는 식(6)에 의해 계산하였고 5%이내에서 결과를 저장하였다.

$$Q_{error} (\%) = \frac{|Q_h - Q_c|}{Q_h} \quad (6)$$

열전달계수는 고온측 순환부와 저온측 순환부의 같은 질량유량 조건으로 고온측과 저온측의 열전달계수는 동일하다고 가정하였다. 벽면 열저항은 비교적 영향이 적어 무시하였다. 따라서 고온측과 저온측 열전달계수는 총괄열전달계수의 2배로 가정할 수 있고 식(7)과 식(8)에 나타내었고 Nu수는 식(9)와 같다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + R_w \quad (7)$$

$$h = h_h = h_c = 2U \quad (8)$$

$$N = \frac{h D_h}{k} = \frac{2U D_h}{k} \quad (9)$$

마이크로 판형열교환기의 유용도(Effectiveness)는 실제 열전달률과 최대 가능한 열전달률에 대한 비로 식(10)으로 계산하였다.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{UA}{C_{\min}} \frac{\Delta T_{LMTD}}{\Delta T_{\max}}$$

$$C_{\min} = \begin{cases} C_c \text{ for } (T_{c,o} - T_{c,i}) < (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ C_h \text{ for } (T_{c,o} - T_{c,i}) > (T_{h,i} - T_{h,o}) \end{cases} \quad (10)$$

$$T_{\max} = T_{h,i} - T_{c,i}$$

압력강하 특성을 평가하기 위해서 식(11)으로 f -factor를 정리하였다.

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A_s \rho_i} \left[\frac{2\rho_i \Delta p}{(\dot{m}/A_c)^2} - (K_c + 1 - \sigma^2) - 2\left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1\right) + (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_i}{\rho_o} \right] \quad (11)$$

여기서, σ 는 최소 자유유동면적과 입출구 포트면적의 비인 수축계수를 나타낸다. K_c 와 K_e 는 각각 수축 손실계수와 출구 손실계수를 나타내며 Kays and London⁽⁶⁾로부터 제시된 그래프를 이용하여 값들을 구하였다.

2.4 불확실도

마이크로 판형열교환기의 실험적 불확실도는 ASME PTC 19.1⁽⁷⁾과 NIST Technical Note 1297⁽⁸⁾을 이용하였다. 전체 불확실도는 편향오차(Bias error)와 정밀오차(Precision error)로 구성되고 식(12)에 나타내었다. 오차의 전파로 인해 발생하는 계산 변수의 불확실도는 식(13)에 의해 평가할 수 있다.

$$\Pi = 2 \sqrt{\left(\frac{B}{2}\right)^2 + \left(\frac{S}{\sqrt{N}}\right)^2} \quad (12)$$

$$\Pi_p = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial p}{\partial S_i} u_{si}\right)^2} \quad (13)$$

여기서, Π 는 전체 불확실도, B 는 편향오차, S 는 표준편차, N 은 측정회수, p 는 계산 변수이다.

본 실험의 불확실도 해석에 대한 상세한 결과는 Table 2에 나타내었다.

Table 2 Parameters and estimated uncertainty

Parameters	Uncertainty(%)
Temperature, T	0.9
Pressure, P	0.07
Pressure drop, ΔP	0.02
Flow rate of hot side,	0.02
Flow rate of cold side,	0.2
Re of hot side, Re_h	6.7
Averaged heat transfer rate, Q_m	1.2
Heat transfer coefficient, h	3.1
Friction factor, f	2.7

3. 실험결과 및 고찰

3.1 열전달특성

직관채널의 마이크로 판형열교환기에 고온측과 저온측 입구온도는 각각 30 °C ~ 50 °C, 15 °C ~ 25 °C의 범위 내에 고온측과 저온측 입구에 같은 질량유량으로 유입하였을 경우에 평균 열전달률을 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 5에는 고온측 및 저온측 질량유량을 레이놀즈수로 평가했을 경우에 대한 평균 열전달률을 나타낸다. Fig. 4의 결과를 통하여, 질량유량과 고온측 입구온도가 증가할수록, 저온측 입구온도가 감소할수록 평균 열전달률은 증가하는 경향을 보이고 있다. 이는 질량유량이 증가하고 고온측 및 저온측의 입구온도차가 커질수록 평균 열전달률은 식(3)과 식(4)에 나타난 바와 같이 비례관계로 증가함을 알 수 있다.

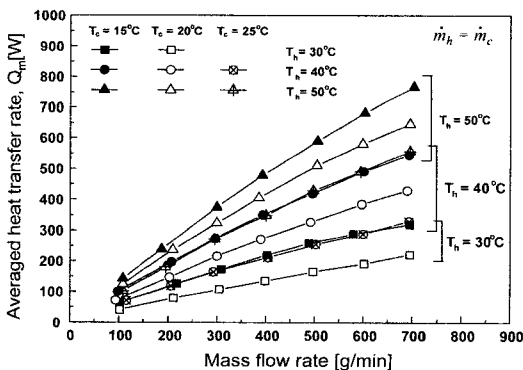


Fig. 4 Averaged heat transfer rate versus mass flow rate with the inlet temperature of hot and cold sides.

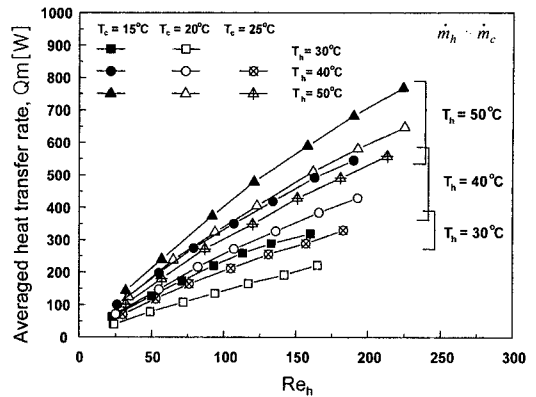


Fig. 5 Averaged heat transfer rate versus Reynolds number with the inlet temperature of hot and cold sides.

Fig. 5에서도 레이놀즈수와 고온측 입구온도가 증가하고, 저온측 입구온도가 감소할수록 평균 열전달률이 증가하는 경향을 보였다. 그러나 레이놀즈수에 따른 평균 열전달률은 입구온도 변화에 의한 영향을 잘 보이고 있다. 이는 질량유량에 의한 관성력보다 온도변화에 따른 점성력이 마이크로채널 내에서 큰 영향이 있음을 알 수 있다.

마이크로 판형열교환기의 성능을 나타내는 지표로서 질량유량 및 레이놀즈수와 평균 열전달률의 관계로 사용함에 있어 한계가 있음을 보여주고 있다. 따라서 레이놀즈수와 함께 고온측과 저온측의 입·출구 온도차에 의한 영향을 평가할 수 있는 대수평균온도차를 적용한 총합 열전달계수로 마이크로 판형열교환기의 성능을 평가할 수 있다.

본 연구에서는 고온측과 저온측의 질량유량을 같게 하여 실험을 수행했기 때문에 고온측 및 저온측 열전달계수는 총합 열전달계수의 2배로 계산하여 Fig. 6에 레이놀즈수에 따른 열전달계수를 나타내었다. 레이놀즈수가 증가함에 따라 열전달계수는 증가하는 경향을 보였다. 그러나 평균 열전달률과 달리 고온측 입구온도가 감소할수록 열전달계수는 상승하였고 저온측 입구온도 변화에 따른 열전달계수는 큰 영향을 보이지 않았다. 본 실험 범위 내에 저온측의 입구온도 증가가 5°C이고 고온측 입구온도와 차이가 크지 않기 때문에 각 입구온도에 따른 물성 변화와 열교환 성능이 크지 않아 열전달 성능에 영향을 미치지 못하고 있음을 판단할 수 있다. 고온측 입구온도 감소에 따른 열전달계수 증가는 작동유체의 밀도 및 점

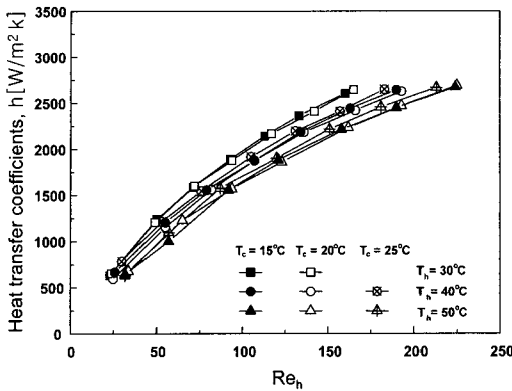


Fig. 6 Heat transfer coefficient versus Reynolds number with the inlet temperature of hot and cold sides.

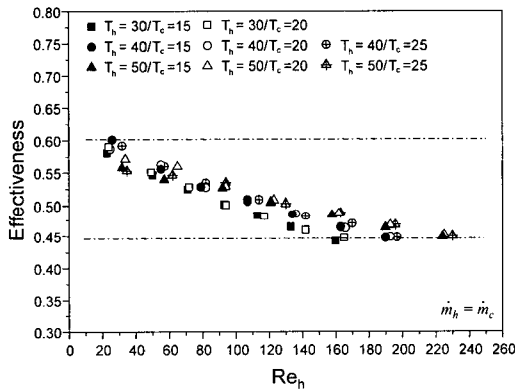


Fig. 7 Effectiveness versus Reynolds number.

성이 증가하여 마이크로채널 내에서 유속의 감소와 체류시간의 증가로 인한 저온측과의 대류열전달이 증가하기 때문이다.

Fig. 7은 본 연구에서 제작된 마이크로 판형열교환기에 대해 열교환 효율인 유용도를 나타내었다. 레이놀즈수가 증가할수록 마이크로채널 내의 유속의 증가로 유용도는 완만하게 감소하고 본 실험범위인 레이놀즈수 20~250에서 유용도는 0.45~0.6정도이다. 기존 상용 판형열교환기는 일반적으로 0.5~0.7정도의 유용도로 보이고 있으며 본 연구에서 제작된 마이크로 판형열교환기도 유사한 열교환 효율을 가진다. 또한 유용도는 유로의 길이에 비례하여 증가하므로 마이크로채널의 길이를 증가시켜 유용도를 높일 수 있을 것이다.

Fig. 8은 열전달계수를 Nu수로 무차원화한 실험값과 이를 Nu수의 상관식으로 제안하여 그 결

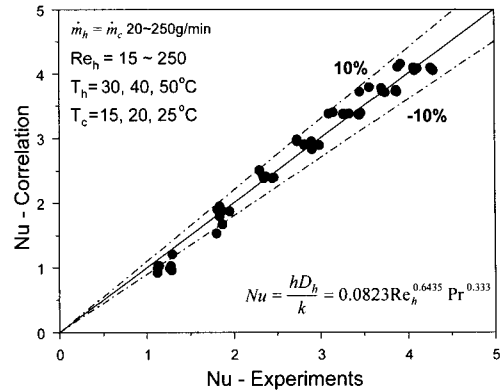


Fig. 8 Comparison between suggested correlations and experimental data for Nusselt number.

과를 비교한 그래프이다. 일반적으로 Nu수는 레이놀즈수와 프란틀(Pr)수의 관계식으로 나타낼 수 있고 제안된 상관식은 다음과 같다.⁽¹⁰⁻¹²⁾

$$N = \frac{hD_h}{k} = 0.0825 Re_h^{0.6435} Pr^{0.333} \quad (14)$$

여기서, Nu수는 레이놀즈수와 그 지수에 비례하기 때문에 최소자승법을 이용하여 지수를 구할 수 있고, 프란틀수의 지수는 일반적으로 판형열교환기에서 사용하는 0.333의 값을 갖는 상수를 사용하였다.⁽¹³⁾ 본 상관식은 ±10%의 정확도를 가지며 레이놀즈수 15~250, 프란틀수 4~6범위에서 적용가능하다.

3.2 압력강하 실험결과

Fig. 9은 고온측과 저온측 입구온도가 각각 30℃~50℃, 15℃~25℃의 범위 내에 고온측과 저온측 입구에 같은 질량유량으로 유입하였을 경우의 레이놀즈수에 따른 고온측 압력강하를 나타내었다. Fig. 10은 Fig. 9의 질량유량을 레이놀즈수로 평가했을 경우의 고온측 압력강하를 나타낸다. 질량유량과 레이놀즈수가 증가할수록 압력강하는 가파르게 증가하는 경향을 보인다. 고온측과 저온측 입구온도가 감소할수록 압력강하는 증가하는 경향을 보인다. 레이놀즈수는 작동유체의 질량유량에 점성의 영향이 평가되기 때문에 온도에 따른 물성의 영향으로 볼 수 있다. 따라서 입

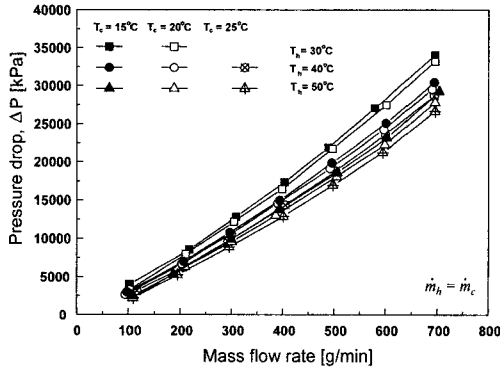


Fig. 9 Pressure drop versus mass flow rate with the inlet temperature of hot and cold sides.

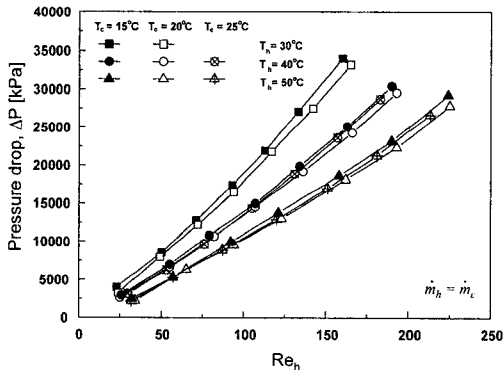


Fig. 10 Pressure drop versus Reynolds number with the inlet temperature of hot and cold sides.

구온도가 감소할수록 마이크로채널 내에 작동유체는 밀도와 점성이 감소하므로 유동의 저항이 커져 레이놀즈수가 증가함에 따라 압력강하가 크게 증가한다. 고온측 입구온도가 일정하고 저온측 입구온도 변화에 따른 질량유량과 레이놀즈수에 따른 압력강하는 크지 않았다. 이는 열전달계수에서 언급했듯이 본 실험 범위에서 저온측 입구온도 범위가 작기 때문에 물성변화가 크지 않음을 알 수 있다.

Fig. 11은 압력강하 결과값을 식(11)에 의해 마찰계수 f 를 구하였고, 이를 레이놀즈수의 함수인 마찰계수 상관식⁽¹⁴⁾으로 나타내어 비교하였다.

마찰계수 상관식은 다음과 같다.

$$f = 36.26 Re_h^{-0.81} \quad (15)$$

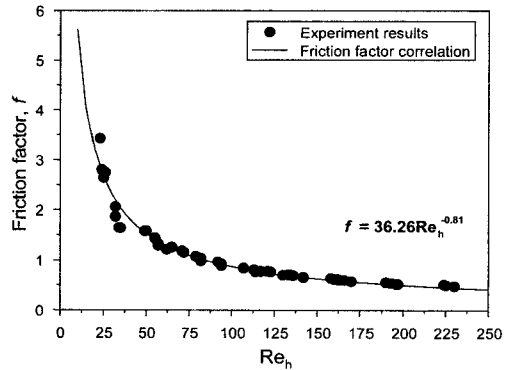


Fig. 11 Friction factor versus Reynolds number.

여기서, 레이놀즈수 지수는 최소자승법을 이용하여 구하였고, 상관식과 실험결과는 $\pm 7\%$ 의 정확도를 가지며 레이놀즈수 15~250범위에서 적용 가능하다.

4. 결 론

본 연구는 직관채널을 가지는 마이크로 판형열교환기에 대해 레이놀즈수 및 온도에 따른 열전달 및 압력강하에 관한 성능실험을 수행하여 유용도, 열전달계수 상관식, 마찰계수 상관식을 제시하였다. 현재까지 마이크로 판형열교환기의 연구는 제작 및 기초 성능실험에 국한되었지만 본 연구는 처음으로 열전달계수 및 압력강하 상관식을 제안함으로써 고효율 및 고성능 마이크로 판형열교환기 개발에 있어 기초 설계 자료로 활용할 수 있다. 직관채널을 가지는 마이크로 판형열교환기에 대한 결론은 다음과 같다.

(1) 질량유량에 따른 평균 열전달률과 압력강하와 레이놀즈수에 따른 평균 열전달률과 압력강하의 비교는 마이크로채널 내에서의 입구온도 변화에 따른 물성변화의 영향으로 판단할 수 있다.

(2) 질량유량 및 레이놀즈수, 고온측 입구온도가 증가하고 저온측 입구온도가 감소할수록 평균 열전달률은 증가하였다.

(3) 질량유량 및 레이놀즈수가 증가하고, 고온측 및 저온측 입구온도가 감소할수록 압력강하는 증가하였다.

(4) 고온측 입구온도가 감소함에 따라 작동유체의 밀도 및 점성이 증가하여 마이크로채널 내에서 유속의 감소와 체류시간의 증가로 열전달계수와 압력강하는 증가하였다.

(5) 본 실험 범위에서 저온측 입구온도 변화가 크지 않기 때문에 고온측 입구온도가 일정한 상태에서 저온측 입구온도 변화에 따른 열전달계수와 압력강하는 큰 영향을 나타내지 않았다.

(6) 마이크로 판형열교환기의 레이놀즈수 15~250범위에서 적용 가능한 열전달계수와 마찰계수 상관식을 제안하였다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단(에너지기술 학술진흥사업 : 2006-E-CM03-P-03-0-000-2007)지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- Gromoll, B., 1998, Micro cooling systems for high density packaging, *Revue Générale de Thermique*, Vol. 37, No. 9, pp. 781-787.
- Harris, C., Kelly, K. and Wang, T., 2002, Fabrication, modeling and testing of Micro-Cross-Flow Heat Exchangers, *Journal of MEMS*, Vol. 11, No. 6, pp. 726-735.
- 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*, Vol. 4, No. 3, pp. 151-158.
- Kang, S. W. and Tseng, S. C., 2007, Analysis of effectiveness and pressure drop in micro cross-flow heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 5-6, pp. 877-885.
- Seo, J. W., Lee, K. J., Kim, Y. H. and Moom, C. E., 2008, Experiments on heat transfer characteristics and pressure drop in micro-channel plate heat exchangers with 3D shapes, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 20, No. 3, pp. 213-219.
- Kays, W. M. and London, A. L., 1964, *Compact Heat Exchangers*, 2nd Ed. McGraw-Hill, New York.
- ASME PTC 19.1, 1998.
- NIST Technical Note 1297, 1994.
- Shih, F. S., 1967, Laminar flow in axisymmetric conduits by a rational approach, *Can. J. Chem. Eng.*, Vol. 48, pp. 285-294.
- Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1985, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 12, No. 1, pp. 3-22.
- Sieder, E. N. and Tate, G. E., 1936, Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes, *Industrial and Engineering Chemistry*, Vol. 28, No. 12, pp. 1429-1435.
- Muley, A. and Manglik, R. M., 1999, Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 121, No. 1, pp. 110-121.
- Manglik, R. M., 1996, Plate heat exchangers for process industry applications : Enhanced thermal-hydraulic characteristics of chevron plates, *Process, Enhanced and Multiphase Heat Transfer*, R. M. Manglik and A. D. Kraus, eds., Begell House, New York, pp. 267-276.
- Kakaç, S., Shah, R. K. and Aung, W., 1987, *Handbook of single-phase convective heat transfer*, John Wiley and Sons, New York.