

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2010.34.2.113

마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달 특성에 관한 실험적 연구

이해승* · 전동순** · 김영률** · 김용찬* · 김선창**†

* 고려대학교 기계공학과, ** 한국생산기술연구원 에너지설비센터

An Experimental Study on the Evaporative Heat Transfer Characteristics of R-134a in a Micro-Channel Heat Exchanger

Haeseung Lee*, Dong-Soon Jeon**, Young-Lyoul Kim**, Yongchan Kim* and Seon-Chang Kim**†

* Dept. of Mechanical Engineering, Korea Univ.,

** Energy System Technology Center, Korea Institute of Industrial Technology.

(Received June 18, 2009 ; Revised December 13, 2009 ; Accepted December 15, 2009)

Key Words: Diffusion Bonding(확산접합), Evaporative Heat Transfer Coefficient(증발열전달계수) Micro-channel(마이크로채널), Printed Circuit Heat Exchanger(인쇄회로판형 열교환기)

초록: 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달 특성에 관하여 실험적 연구를 수행하였다. 마이크로채널은 금속박판인 SUS304에 포토에칭 공정으로 식각되었으며, 13개의 금속박판은 차례로 적층되어 확산접합 공정을 통하여 접합되었다. 본 연구에서는 R-134a의 증발온도, 질량유속 그리고 물의 입구온도의 변화에 따른 열전달 특성을 대향류 조건에서 실험하였다. 실험결과 R-134a와 물의 입구온도차가 클수록 증발열전달량은 증가하였으며, 증발열전달계수는 0.67 kW/m²·°C에서 6.23 kW/m²·°C이었다. 아울러 마이크로채널 열교환기에서 R-134a와 물의 열교환에 따른 증발열전달 특성에 영향을 미치는 Reynold수와 무차원 온도비 θ 를 도출하여 Nusselt수에 관한 실험적 상관식을 제안하였다.

Abstract: An experimental investigation was carried out to examine the evaporative heat transfer characteristics of R-134a in a micro-channel heat exchanger. The micro-channel heat exchanger used in this study was a sort of plate heat exchanger. Micro-channels were fabricated on the SUS304 plate by the photo-etching process: 13 sheets of plates were stacked and bonded by the diffusion bonding process. The effects of the evaporating temperature, mass flux of R-134a, and inlet temperature of water were examined. As the difference between the inlet temperatures of R-134a and water increased, the heat transfer rate increased. The evaporative heat transfer coefficients obtained in this study range from 0.67 to 6.23 kW/m²·°C. The experimental correlation for the Nusselt number as a function of the Reynold number and θ was suggested for the micro-channel heat exchanger.

- 기호설명 -

- A : 전열면적 [mm²]
- c_p : 정압비열 [kJ/kg·°C]
- D_h : 수력직경 [μ m]
- dT : 입구온도차 [°C]
- G : 질량유속 [kg/m²·s]
- h : 열전달계수 [kW/m²·°C]
- k : 열전도도 [kW/m·°C]
- \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
- Nu : 너셀트수 [-]

- P : 압력 [kPa]
- Q : 열전달량 [kW]
- Re : 레이놀즈수 [-]
- ΔT_{LMTD} : 대수평균온도차 [°C]
- U : 총괄열전달계수 [kW/m²·°C]

그리스문자

- θ : 무차원 온도비 ($\theta = \frac{T_{w,in}}{T_{r,in}}$)

하첨자

- ch : 채널 (channel)

† Corresponding Author, kimsc@kitech.re.kr

<i>eva</i>	: 증발기 (evaporator)
<i>in</i>	: 입구 (inlet)
<i>lat</i>	: 잠열 (latent heat)
LO	: 액상 (all-liquid flow)
<i>out</i>	: 출구 (outlet)
<i>r</i>	: 냉매 (refrigerant)
<i>sat</i>	: 포화상태 (saturated state)
<i>sh</i>	: 과열 (super heat)
<i>tp</i>	: 이상 (two-phase)
<i>w</i>	: 물 (water)

1. 서 론

1980년대 후반 MEMS(micro-electro mechanical system) 기술이 소개된 이후, 열·유체 분야에서는 MEMS기술을 이용하여 마이크로채널 열교환기의 개발이 가능하게 되었다. 특히 마이크로채널 열교환기는 채널의 크기가 작아지고 채널의 수가 늘어날수록 단위체적당 큰 전열면적을 가지므로 기존의 매크로(macro) 단위의 열교환기와 비교하여 우수한 성능을 보이며, 소형화 및 경량화가 가능하다고 보고되고 있다.⁽¹⁾ 이러한 장점으로 초소형 전자기기 및 국소냉각을 요구하는 다양한 분야에서 마이크로채널 열교환기의 적용에 대한 관심이 늘어나고 있다.

수십~수백 마이크로 단위의 수력직경을 가지는 마이크로채널에서 작동유체의 유동 및 열전달 특성에 관한 연구가 수행되고 있으며, 주로 물을 이용한 단상(single-phase)유동 열전달 특성에 관한 연구가 대부분이었다. 기존의 연구 결과를 살펴보면, Adams 등⁽²⁾과 Kandlikar 등⁽³⁾은 마이크로채널에서의 열전달계수를 기존 매크로 단위 관에서의 열전달계수와 비교하여 크게 예측하고 있으며, Gao 등⁽⁴⁾과 Peng 등⁽⁵⁾은 작게 예측하고 있다.

한편, 마이크로채널 열교환기에서 열전달 특성에 관한 연구로는 Ngo 등⁽⁶⁾이 3차원 전산해석을 통하여 개발한 S형상의 환으로 열적 수력성능을 파악한 후 작동유체를 이산화탄소(carbon dioxide, CO₂)로 하는 마이크로채널 열교환기로 실험을 수행하였다. 그 결과 Reynolds수가 $3.0 \times 10^3 \sim 2.0 \times 10^4$ 인 난류범위에서 Nusselt수와 압력강하에 관한 상관식을 제안하였다. Kim 등⁽⁷⁾은 직관 마이크로채널 PCHE(printed circuit heat exchanger)에서 열전달 특성 및 압력강하에 관하여 실험적 연구를 수

행하였다. 작동유체로는 물을 사용하였고 수정된 Wilson plot법을 이용하여 고온측과 저온측의 열전달계수를 구하였다. Reynolds수가 100~700인 층류범위에서 Nusselt수와 압력강하에 관한 상관식을 제안하였다. 마이크로채널 열교환기를 이용하여 주로 단상 유동 열전달 특성 및 압력강하에 관한 연구가 진행되고 있으나 작동유체가 냉매(refrigerant)인 경우에 대한 이상(two-phase)유동 열전달 특성에 관한 연구는 전무한 실정이다.

본 연구에서는 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달 특성을 파악하고자 R-134a의 증발온도, 질량유속 및 증발열원인 물의 입구 온도 변화에 따른 증발실험을 수행하였다. 물측의 Nusselt수를 선정하여 R-134a의 증발열전달계수를 구하였으며, R-134a의 증발열전달 특성에 영향을 미치는 주요 인자를 도출하여 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 Nusselt수에 관한 상관식을 개발하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 마이크로채널 열교환기

본 연구에서 사용한 마이크로채널 열교환기는 포토에칭(photo-etching) 공정과 확산접합(diffusion bonding) 공정을 통하여 제작되었다. 포토에칭은 금속박판(SUS304)에 마이크로채널을 식각하는 공정이며, 두 작동유체가 대향류(counter flow)로 흐르도록 R-134a측과 물측의 각 금속박판에 입·출구 헤더부가 서로 대칭이 되도록 식각하였다. Figure 1은 포토에칭 공정을 통하여 마이크로채널이 식각된 금속박판의 모습이다.

Figure 2는 금속박판 및 마이크로채널의 상세한 치수를 나타낸 도면으로 금속박판의 두께는 0.5 mm

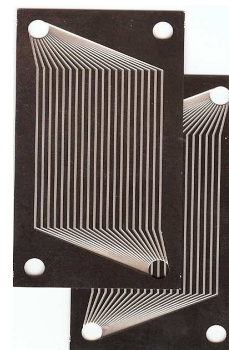


Fig. 1 Photograph of micro-channel plates

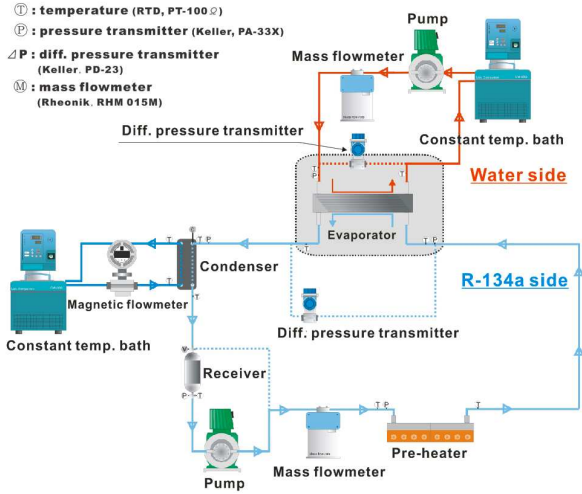


Fig. 5 Schematic diagram of experimental apparatus

(pressure transmitter)를 설치하였다.

물 순환부에는 마이크로채널 열교환기에 물이 일정한 온도로 유입되도록 항온조를 이용하여 온도 조절을 하였으며, 물의 질량유량을 측정하기 위하여 질량유량계를 마그네틱 기어펌프의 후단에 설치하였다.

시험부에는 마이크로채널 열교환기가 설치되며, 마이크로채널 열교환기에 액상의 R-134a와 물이 대향류로 열교환하도록 입·출구 포트부의 배관을 구성하였다. 마이크로채널 열교환기의 입·출구에는 흐르는 두 작동유체의 온도와 압력을 측정할 수 있도록 온도센서와 압력계를 설치하였으며, 두 작동유체의 압력강하를 측정하기 위하여 차압계(differential pressure transmitter)를 설치하였다.

Table 2에는 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달 특성을 파악하기 위한 마이크로채널 열교환기 입구측의 실험 조건을 나타내었다.

3. 실험관계식

마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달량(Q_{eva})은 물측에서의 측정값을 기준으로 하였으며, 식 (1)을 이용하여 구하였다.

$$Q_{eva} = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (1)$$

R-134a의 총괄열전달계수(U_r)는 식 (2)로 나타낼 수 있으며, R-134a와 물의 오염계수와 열전도항을 무시할 경우, R-134a의 증발열전달계수(h_r)는 식 (3)으로 구한다. 마이크로채널 열교환기에서 물의

Table 2 Experimental conditions

R-134a	Inlet temperature, $T_{r,in}$ [°C]	5, 10, 15
	Mass flux, G_r [kg/m ² ·s]	44, 88, 128, 170, 211
	Inlet pressure, $P_{r,in}$ [kPa]	349.7, 410.3, 488.4
Water	Inlet temperature, $T_{w,in}$ [°C]	25, 30, 35
	Mass flux, G_w [kg/m ² ·s]	1,133

유동은 층류이며, 마이크로채널에서 물의 Nusselt수는 일정⁽⁸⁾하다고 가정하였다. 물의 대류열전달계수(h_w)는 식 (4)로 정의된다.

$$U_r = \frac{Q_{eva}}{A_r \Delta T_{LMTD}} \quad (2)$$

$$h_r = \left[\frac{1}{U_r} - \frac{1}{h_w} \frac{A_r}{A_w} \right]^{-1} \quad (3)$$

$$Nu_w = \frac{h_w D_h}{k_w} = C \quad (4)$$

R-134a가 마이크로채널 열교환기에서 증발함에 따라 R-134a의 상태는 이상상태와 과열증기상태로 구분된다. R-134a의 출구온도가 과열도를 가질 경우, 일반적인 식 (9)를 이용하면 대수평균온도차의 값이 작으므로 식 (2)의 총괄열전달계수는 크게 나타난다. 이에 본 연구에서는 이상구간과 과열구간의 영향을 각각 고려한 수정된 대수평균온도차를 사용하였다. 수정된 대수평균온도차는 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열량을 이상구간에서의 열량(Q_p)과 과열구간에서의 열량(Q_{sh})으로 나누어 나타내었으며, 물이 R-134a의 증발에 관여한 온도($T_{w,fp}$)는 식 (8)로 구하였다. 실험 중 R-134a의 출구온도가 입구온도와 유사한 경우에는 이상상태로 판단하여 식 (9)로 대수평균온도차를 구하였으며, R-134a의 출구온도가 과열도를 가지는 경우에는 이상구간과 단상구간을 고려한 식 (14)를 이용하여 대수평균온도차를 구하였다. 또한 Fig. 6에는 마이크로채널 열교환기에서 열교환하는 두 작동유체의 온도분포를 도식화하여 나타내었다.

$$\Delta T_1 = (T_{w,in} - T_{r,out}) \quad (5)$$

$$\Delta T_2 = (T_{w,out} - T_{r,in}) \quad (6)$$

$$\Delta T_3 = (T_{w,tp} - T_{r,in}) \quad (7)$$

$$T_{w,tp} = \frac{Q_{lat}}{\dot{m}_w c_{p,w}} + T_{w,out} \quad (8)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left[\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right]} \quad (9)$$

$$\Delta T_{LMTD,tp} = \frac{\Delta T_3 - \Delta T_2}{\ln\left[\frac{\Delta T_3}{\Delta T_2}\right]} \quad (10)$$

$$\Delta T_{LMTD,sh} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_3}{\ln\left[\frac{\Delta T_1}{\Delta T_3}\right]} \quad (11)$$

$$Q_r = Q_{tp} + Q_{sh} \quad (12)$$

$$(UA)_r = (UA)_{tp} + (UA)_{sh} \quad (13)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \left(\frac{1}{\Delta T_{LMTD,tp}} \frac{Q_{tp}}{Q_r} + \frac{1}{\Delta T_{LMTD,sh}} \frac{Q_{sh}}{Q_r} \right)^{-1} \quad (14)$$

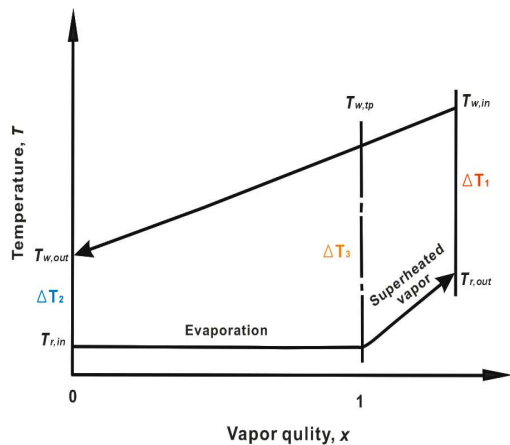


Fig. 6 Temperature distributions for a micro-channel heat exchanger

4. 실험결과 및 고찰

4.1 열전달 특성

4.1.1 증발열전달량

Figure 7은 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발온도가 각각 4.9°C, 9.6°C 및 14.9°C인 경우, R-134a의 질량유속 증가에 따른 증발열전달량의 변화를 나타낸 것이다. 이 때 물의 질량유속은 1,133 kg/m²·s이며, 물의 입구온도는 각각 25°C, 30°C 및 35°C이었다. 그림에서 R-134a의 증발온도가 서로 다른 경우라도 R-134a의 증발열전달량은 질량유속이 증가함에 따라 선형적으로 증가하는 것을 확인할 수 있다. R-134a의 증발온도가 4.9°C, 질량유속이 211 kg/m²·s로 동일한 경우, 두 작동유체의 입구온도차(dT_{in})가 20.1°C와 30.1°C일 때 증발열전달량은 각각 0.46 kW 및 0.53 kW로 두 작동유체의 입구온도차가 20.1°C에 비하여 30.1°C일 때 약 15.21%로 크게 나타났다. 또한 증발온도가 9.6°C와 14.9°C인 경우에도 두 작동유체의 입구온도차가 클수록 증발열전달량이 크게 나타남을 알 수 있었다. 한편 증발온도가 서로 다른 경우라도 두 작동유체의 입구온도차가 같은 경우에는 증발열전달량의 절대값 및 R-134a의 질량유속 변화에 따른 증발열전달량의 변화 경향이 유사하게 나타남을 알 수 있었다. 따라서 두 작동유체간의 온도차인 구동력이 R-134a의 증발열전달량의 변화에 영향을 미치는 것으로 판단된다.

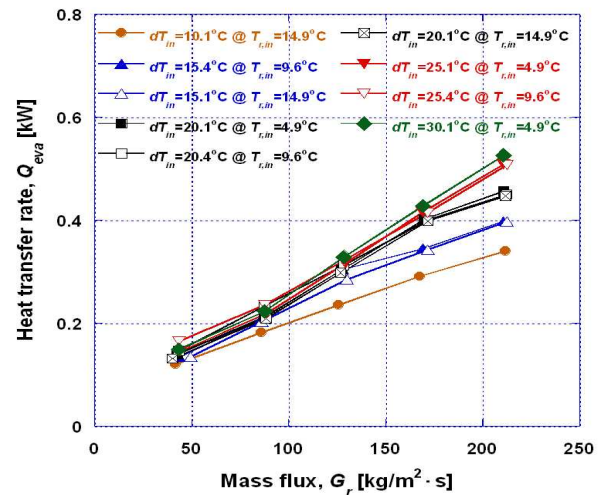


Fig. 7 Variation of evaporation heat transfer rate with mass flux of R-134a on various inlet temperature conditions

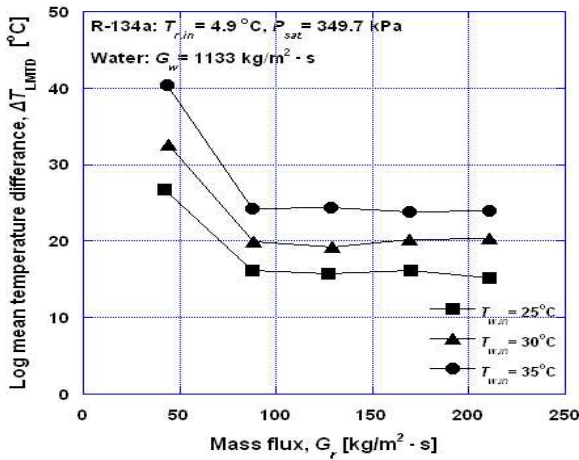


Fig. 8 Variation of LMTD with mass flux of R-134a for various inlet temperature of water at $T_{r,in}=4.9^{\circ}\text{C}$

4.1.2 대수평균온도차

Figure 8은 R-134a의 증발온도가 4.9°C 일 때, 물의 입구온도가 각각 25°C , 30°C 및 35°C 인 경우, R-134a의 질량유속 증가에 따른 대수평균온도차의 변화를 보여주는 것이다. 마이크로채널 열교환기의 대수평균온도차는 물의 입구온도가 서로 다른 경우에서도 질량유속이 증가함에 따라 급격히 감소한 후 일정하게 유지되는 경향을 보이고 있다. 또한, 물의 입구온도가 높을수록 대수평균온도차가 크게 나타나고 있다.

4.1.3 R-134a의 총괄열전달계수

Figure 9는 R-134a의 증발온도가 4.9°C 일 때, 물의 입구온도가 각각 25°C , 30°C 및 35°C 인 경우, 질량유속 증가에 따른 마이크로 채널열교환기에서 R-134a의 총괄열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 그림을 살펴보면 R-134a의 질량유속이 증가함에 따라 총괄열전달계수는 증가하며, 최대 $3.2\text{ kW/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$ 까지 증가하였다. 물의 입구온도가 25°C 일 때, R-134a의 총괄열전달계수는 질량유속의 증가에 따라 선형적으로 증가하다가 질량유속 $171\text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ 이상에서 총괄열전달계수의 증가율이 감소하는 것을 확인하였다. 이는 R-134a의 질량유속이 증가하지만 열교환에 따른 R-134a의 출구온도의 급격한 감소로 인하여 증발열전달량의 증가율이 감소하였기 때문이다. 물의 입구온도가 30°C 와 35°C 인 경우에는 R-134a의 질량유속이 증가할수록 총괄열전달계수가 선형적으로 증가하였다. 한편, R-134a의 질량유속이 동일한 경우에는

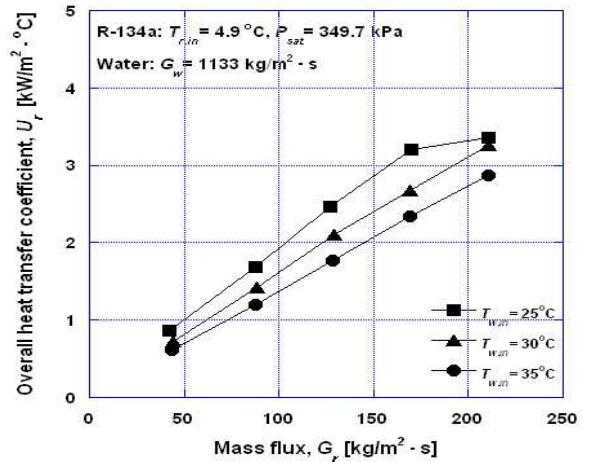


Fig. 9 Variation of overall heat transfer coefficient with mass flux of R-134a for various inlet temperature of water at $T_{r,in}=4.9^{\circ}\text{C}$

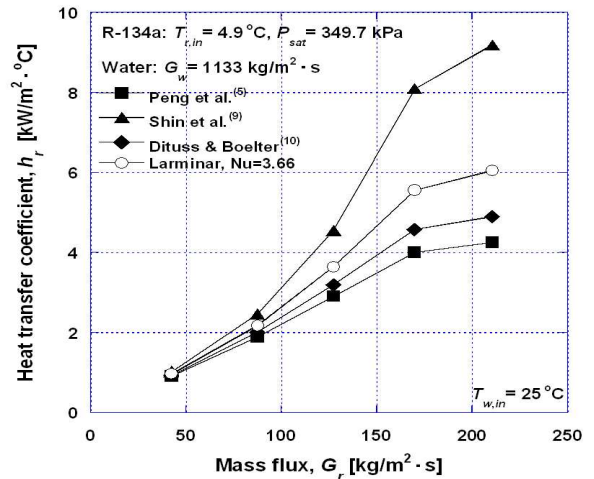


Fig. 10 Comparison of evaporative heat transfer coefficients on various Nusselt number of water side at $T_{r,in}=4.9^{\circ}\text{C}$ and $T_{w,in}=25^{\circ}\text{C}$

물의 입구온도가 높을수록 총괄열전달계수는 작게 나타났다. 이는 물의 입구온도가 높을수록 두 작동유체간의 입·출구 온도차에 따른 대수평균온도차가 높게 나타났기 때문이다.

4.1.4 물측 Nusselt수의 선정

마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달계수를 식 (3)을 이용하여 구하려면, 물측 Nusselt수의 선정이 필요하다. 마이크로채널 열교환기에서 물의 Reynold수는 물의 입구온도 $25, 30$ 및 35°C 에서 각각 $439, 490$ 및 544 인 층류로 물측의 Nusselt수는 기존 문헌의 3.66 으로 가정하였다. 또한, 마이크로채널에서 Peng 등(6)과 Shin 등(9)이 제안한 층류 상관식

과 일반 관에 사용되는 Dittus and Boelter⁽¹⁰⁾의 난류 상관식을 이용한 물측의 Nusselt수와 비교하여 보았다. 그 결과 물측의 Nusselt수는 각각 7.8, 2.6 및 5.2 이었다.

Figure 10은 R-134a의 증발온도가 4.9°C, 물의 입구온도가 25°C 및 물의 질량유속이 1,133 kg/m²·s 인 경우, 다양한 물측의 Nusselt수를 식 (4)에 대입하여 식 (3)으로 구한 R-134a의 증발열전달계수를 질량유속의 변화에 따라 비교하여 나타낸 그림이다. R-134a의 질량유속이 44 kg/m²·s에서 Peng 등,⁽⁵⁾ Shin 등,⁽⁹⁾ Dittus and Boelter⁽¹⁰⁾ 및 Nusselt수 3.66을 이용하여 구한 R-134a의 증발열전달계수는 약 0.97 kW/m²·°C로 유사하게 나타났으나 점차 R-134a의 질량유속이 증가함에 따라 R-134a의 증발열전달계수는 증가하였다. 실험결과 물측의 Nusselt수가 3.66인 경우와 비교하면 Peng 등⁽⁵⁾의 상관식이 가장 작게, Shin 등⁽⁹⁾의 상관식이 가장 크게 나타났고 Dittus and Boelter⁽¹⁰⁾의 상관식은 다른 상관식에 비하여 근사하게 나타났다. 본 연구에서는 마이크로채널 열교환기에서 물측의 Nusselt수를 3.66으로 가정하여 R-134a의 증발열전달계수를 구하였다.

4.1.5 R-134a의 증발열전달계수

Figure 11은 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발온도가 각각 4.9°C, 9.6°C 및 14.9°C인 경우, Reynolds수 증가에 따른 R-134a의 증발열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 이 때 물의 질량유

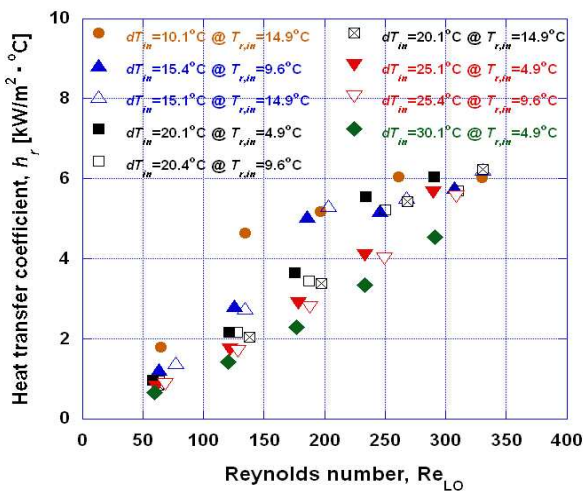


Fig. 11 Variation of evaporative heat transfer coefficients with Reynolds number of R-134a on various inlet temperature conditions

속은 1,133 kg/m²·s이며, 물의 입구온도는 각각 25°C, 30°C 및 35°C이었다. 그림에서 서로 다른 증발온도에서도 Reynolds수가 증가할수록 R-134a의 증발열전달계수는 증가하는 경향을 보이며, 최대 6.23 kW/m²·°C이었다. 두 작동유체의 입구온도차가 동일한 경우에는 서로 다른 증발온도에서도 증발열전달계수는 유사하게 나타났다. 특히 두 작동유체의 입구온도차가 약 25°C이하인 경우, Reynolds수가 증가함에 따라 서로 다른 증발온도에서도 R-134a의 증발열전달계수는 증가하다가 일정 Reynolds수 이상에서 그 증가율이 감소하는 경향이 나타났다. 두 작동유체의 입구온도차가 약 25°C이상인 경우에는 Reynolds수가 증가함에 따라 서로 다른 증발온도에서도 R-134a의 증발열전달계수는 선형적으로 증가하였다. 이를 통하여 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달계수의 변화는 Reynolds수와 두 작동유체의 입구온도차의 영향이 지배적인 것으로 분석된다.

4.1.6 R-134a의 Nusselt수에 관한 상관식

Figure 12는 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 Nusselt수와 Reynolds수 및 두 작동유체의 입구온도차를 나타내는 무차원 온도비 θ 의 관계를 나타낸 것이다. 식 (15)는 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 Nusselt수에 관한 상관식이며, $50 < Re_{LO} < 350$, $1.7 < \theta < 7.3$ 범위에서 적용이 가능하다.

$$Nu_r = 0.058 Re_{LO}^{1.121} \theta^{-0.3553} \quad (15)$$

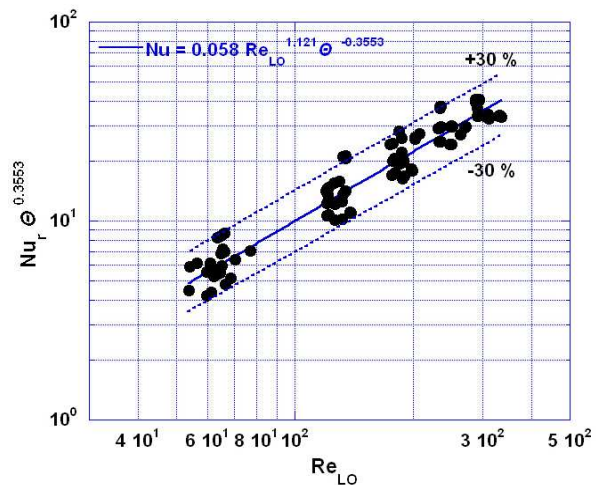


Fig. 12 $Nu_r \cdot \theta^{0.3553}$ versus Re_{LO}

마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달 특성 실험을 통하여 구한 모든 R-134a의 Nusselt수의 값들은 본 연구에서 제시한 상관식과 $\pm 30\%$ 의 오차 범위에 있음을 알 수 있었다.

5. 결론

수력직경이 345 μm 인 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달 특성을 파악하기 위하여 증발실험을 수행하였으며, 실험결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달량은 질량유속이 증가함에 따라 증가하며, R-134a의 증발온도 변화에 따른 영향보다는 두 작동유체의 입구온도차 변화가 지배적인 영향을 미치는 것으로 판단된다.

(2) 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달계수는 Reynolds수가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보였으며, 동일한 R-134a의 증발온도와 본 연구의 Reynolds수 범위에서는 두 작동유체의 입구온도차가 작을수록 크게 나타났다.

(3) 본 연구에서는 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달 특성에 영향을 미치는 Reynolds수와 무차원 온도비 θ 를 도출하여 Nusselt수에 관한 상관식을 제안하였다.

참고문헌

- (1) Brandner, J. J., Anurjew, E., Bohn, L., Hansjosten, E., Henning, T., Schygulla, U., Wenka, A. and Schubert, K., 2006, "Concepts and Realization of Microstructure Heat Exchangers for Enhanced Heat Transfer," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, pp. 801~809.
- (2) Adams, T. M., Abdel-Khalik, S. I., Jeter, S. M. and Qureshi, Z. H., 1997, "An Experimental Investigation of Single-Phase Forced Convection in Microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 851~857.
- (3) Kandlikar, S. G., Joshi, S. and Tian, S., 2001, "Effect of Channel Roughness on Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics at Low Reynolds Numbers in Small Diameter Tubes," *Proceedings of 35th National Heat Transfer Conference*, Anaheim CA, U.S.A., Paper 12134.
- (4) Gao, P., Le Person, S. and Favre-Marinet, M., 2002, "Scale Effects on Hydrodynamics and Heat Transfer in Two-Dimensional Mini and Microchannels," *International Journal of Thermal Science*, Vol. 41, pp. 1017~1027.
- (5) Peng, X. F. and Peterson, G. P., 1996, "Convective Heat Transfer and Flow Friction for Water Flow in Micro-Channel Structures," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 12, pp. 2599~2608.
- (6) Ngo, L., Katoa, Y., Nikitina, K. and Tsuzukia, N., 2006, "New Printed Circuit Heat Exchanger with S-Shape Fins for Hot Water Supplier," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, No. 8, pp. 811~819.
- (7) Kim, Y. H., Seo, J. E., Choi, Y. J. and Lee, K. J., 2008, "Heat Transfer Characteristics and Pressure Drop in Straight Microchannel of the Printed Circuit Heat Exchangers," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 32, No. 12, pp. 915~923.
- (8) Kandlikar, S. G. and Balasubramanian, P., 2003, "Extending the Applicability of the Flow Boiling Correlation to Low Reynolds Number Flows in Microchannels," *First International Conference on Microchannels and Minichannels*, ICMM 2003-1075. New York, U.S.A., pp. 603~608.
- (9) Shin, J. H., Kang, M. K., and Lee, W. I., 2004, "A Study on the Convective Heat Transfer in Micro Heat Exchanger Embedded in Stacked Multi-Chip Modules," *Trans. of the KSME(A)*, Vol. 28, No. 6, pp. 774~782.
- (10) Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, *Public Engineering*, University of California, Berkeley, Vol. 2, p. 443.