

원형 및 사각단면의 미세채널내 흐름응축 열전달 연구

신정섭[†] · 김무환^{*}

A Study of Flow Condensation Inside Mini-Channels with Circular and Rectangular Cross Section

Jeong Seob Shin, Moo Hwan Kim

Key Words : Condensation (응축), Two-phase Flow (2 상유동), Mini-Channel (미세채널), R134a

Abstract

By using unique experimental techniques and careful construction of the experimental apparatus, the characteristics of the local heat transfer were investigated using the condensing R134a two-phase flow, in horizontal single mini-channels. The circular channels ($D_h=0.493, 0.691, \text{ and } 1.067 \text{ mm}$) and rectangular channels ($D_h=0.494, 0.658, \text{ and } 0.972 \text{ mm}$) were tested and compared. Tests were performed for a mass flux of 100, 200, 400, and 600 $\text{kg/m}^2\text{s}$, a heat flux of 5 to 20 kW/m^2 , and a saturation temperature of 40°C. In this study, effect of heat flux, mass flux, vapor qualities, hydraulic diameter, and channel geometry on flow condensation were investigated and the experimental local condensation heat transfer coefficients are shown. The experimental data of condensation Nusselt number are compared with existing correlations.

기호설명

T : 온도 [°C]
 q'' : 열유속 [kW/m^2]
 G : 질량유속 [$\text{kg/m}^2\text{s}$]
 Nu : Nusselt 수, hD/k_f
 h : 열전달계수 [$\text{W/m}^2\text{K}$]
 D_h : 수력직경 [m]
 k_f : 유체의 열전도계수 [W/mK]

1. 서론

열교환기가 세경화 될수록 고효율화 및 냉매 충전량의 감소 효과가 있어서 많은 관심을 가지고 있다. 더욱이 최근 전자제품의 경박 단소화나 국부 공간에서의 집중적인 열전달 필요성 등의 증가로 이러한 고효율 열교환기에 대한 연구가 크게

증가하는 실정이다.

한편, 기존에는 증발과정이 냉각과 직접적인 관련성이 있고, 응축열전달 실험에 비해 용이하므로 미세 채널 내에서의 증발열전달에 대한 연구가 상대적으로 활발하였다. 일반적으로 냉각 용량은 증발기가 중요한 역할을 하지만 냉각 온도를 결정하는 것은 응축기의 역할이 크기 때문에 실제적인 상황에서는 응축열전달 성능이 냉각 시스템에 더 큰 영향을 미치는 경우가 많아 이에 대한 연구와 이해가 더욱 중요하게 되었다. 특히 컴퓨터 및 정보통신기기의 비약적인 발전에 따른 전자장비의 냉각을 위해서는 보다 작은 관이나 채널 내에서의 상변화 열전달 현상에 큰 관심을 가지게 되었으며 이처럼 작은 관에서의 상변화 열전달 특성을 정확히 예측하는 것은 무척이나 중요하다.

그러나 미세 채널 내 흐름응축열전달에 대한 연구는 그 필요성에 비해 크게 부족하고, 게다가 연구들간 측정 결과 값이나 그 경향이 다른 경우가 많아 통일된 결론에 이르기 어려웠다. 결과적으로 현재까지는 각 결과에 대한 원론적인 해석만 다뤄지고 있는 실정인데, 그 주요 원인 중의 하나가 미세 채널 내에서 실험의 어려움으로 인한 측

[†] 포항공과대학교 기계공학과 대학원
 E-mail : sijosae@postech.ac.kr
 TEL : (054)279-8106 FAX : (054)279-3199

^{*} 포항공과대학교 기계공학과

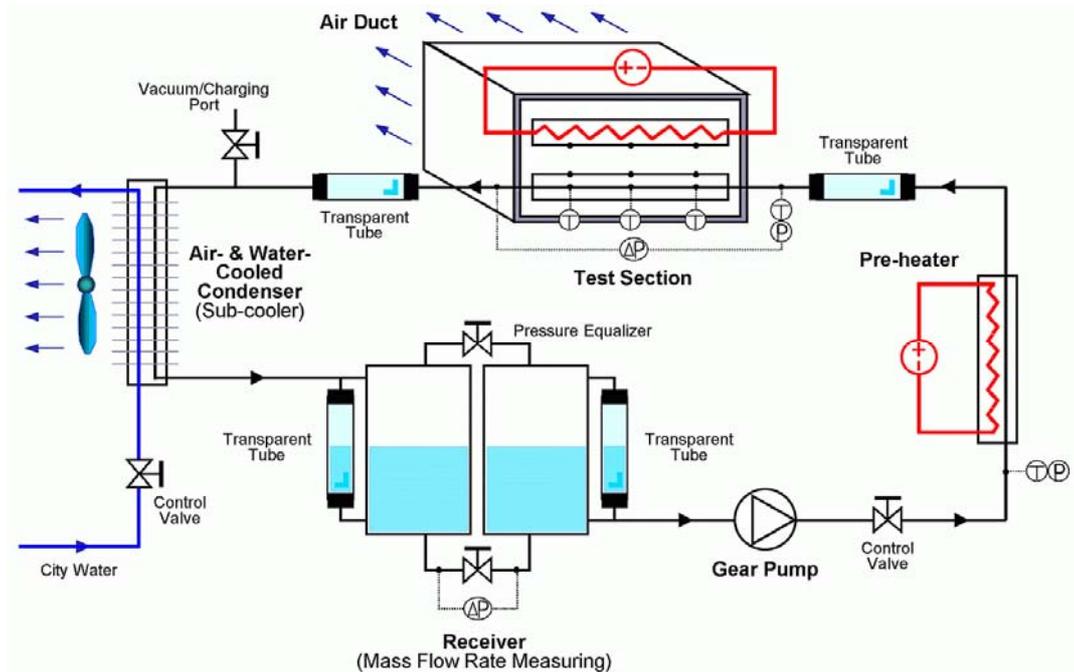


Fig. 1 Schematic of the test apparatus

정의 불확실성 때문으로 판단된다. 특히 현실적인 연구의 형편상 사각단면 형상의 다채널관에 대한 실험적인 연구가 대부분이라서 원관 및 단일채널관 등에서의 기초 연구는 찾아보기 힘들었다.

본 연구에서는 단일 미세채널 내에서의 흐름 응축 열전달 실험을 위한 새로운 측정기법을 이용하여 수 와트 내외의 응축열량과 분당 수 그램 범위의 질량유량을 비교적 정확하고 용이하게 제어할 수 있게 되었다. 이러한 실험 기법들을 이용하여 내경 0.493, 0.691, 1.067 mm 인 원형단면 채널과 수력직경 0.494, 0.658, 0.972 mm 인 정사각 단면 채널에서의 R134a 흐름응축 열전달계수를 측정하고 분석, 비교하였다. 여기서는 포화온도 40°C, 질량유속 100-600 kg/m²s, 열유속 5-20 kW/m²의 범위에서 측정된 결과를 소개한다. 또한 이 결과들을 기존의 응축열전달 상관식들과 비교하였다.

2. 실험

2.1 실험장치

본 실험장치는 크게 냉매 순환 루프와 데이터 취득 시스템으로 구성되어 있다. 그 중 냉매 순환 루프의 구성도를 Fig. 1에 나타내었는데 크게 기어 펌프, 예열부, 시험부, 과냉각기와 리시버로 구성되어 있다. 작동유체 R134a는 가변속 마그네틱 기어펌프에 의해 냉매 루프를 순환한다. 기어 펌프 후단에 있는 조절 밸브는 냉매 질량 유속을 보다 정밀하게 제어하는데 이용된다. 시

험부 입구의 냉매 건도를 조절하기 위해 니크롬 선 히터를 이용한 예열기를 설치하였는데 주위로의 열누설량을 가능하면 감소시키기 위해 관내에 삽입하였다. 예열부에서 나온 포화상태의 냉매는 시험부에서 응축되고, 시험부 출구에 이중관 형태의 과냉각기(공냉 및 수냉 겸용)를 설치하여 이 냉매를 완전한 액상으로 만들었다. 과냉각기에서 나온 액냉매는 리시버로 유입되면서 전체적인 냉매 순환루프를 이루게 된다.

시험부에서 냉매관은 핀에 부착하여 공냉식 덕트 내에 놓아서 팬의 회전수를 조절함으로써 응축 열유속을 제어한다. 한편 이와 동일하게 핀 부착 시험관을 하나 더 제작하여 관 내에 냉매를 보내는 대신 히터선을 삽입하여 그 히터에 공급하는 전력을 조절하게 된다. 만약 시험관에서의 응축열량과 히터가 삽입된 관에서의 발열량이 같다면 각 핀의 평균 표면온도는 같게 된다는 것이 본 응축열전달 실험방법의 기본 개념이다.

본 방법에 따르면 2 차측 유체의 정보들(유량, 비열, 입출구 온도차 등)이 불필요하게 된다. 이와 같은 개념으로부터 미세채널 내 응축열전달 실험에서 가장 큰 난점인 열유속을 쉽게 제어할 수 있으며, 원리상 시험부의 단열자체가 불필요하므로 기존 실험 방법으로는 해결하기 어려웠던 열손실 문제가 발생하지 않는다.

본 연구의 시험부 유효 길이는 171 mm이다. 열전달계수 측정을 위해 지름 0.12 mm T형 열전대 3 개를 등간격으로 시험부 관벽 외표면에 설

치하였고, 열유속을 측정하기 위해 각 관이 부착된 핀 표면에 열전대를 3 개씩 등간격으로 설치하였다. 냉매측 포화온도는 미리 보정된 압력계로부터 압력을 측정하여 그로부터 포화온도를 산출하였다. 절대압력과 차압은 시험부의 전, 후단 20 mm 지점에서 측정하였으며, 중력의 영향을 없애기 위해 압력 센서와 압력 포트는 시험관과 같은 높이에 평행하게 설치하였다.

한편, 본 연구에서는 냉매 펌프 직전에 일반적으로 필요하게 되는 리시버를 이용하여 질량유량을 측정하였다. Fig. 1의 실험장치도 내에 두개의 리시버 탱크로 구성된 질량유량 측정기구가 나타나 있다. 즉, 동일한 리시버 탱크가 두개 나란히 설치되는데, 정상 상태에서는 두 리시버 탱크의 상하 밸브가 모두 열려있는 상태가 되기 때문에 두 탱크에서의 냉매 액면의 높이는 같게 된다. 만약 리시버 하부 밸브를 닫게 되면 오른쪽 탱크의 액면 높이는 감소하고 왼쪽 탱크의 액면 높이는 증가하게 된다. 탱크마다 부착된 가시창의 관찰과 미리 보정된 차압계를 이용하여 이 두 리시버 액면 높이의 시간 변화율을 측정할 수 있었으며 이로부터 질량유량을 구하였다.

시험부 및 실험방법에 대한 보다 자세한 방법은 Shin 과 Kim⁽¹⁾의 연구에 나타나 있다.

2.2 실험 방법 및 데이터 처리

Table 1 Experimental condition

Test Tube Length (mm)	211
Effective Length (mm)	171
Refrigerant	R134a
Saturation Temperature (°C)	40
Mass Flux (kg/m ² s)	100, 200, 400, 600
Heat Flux (kW/m ²)	5-20
Quality Range	About 0.15-0.85

Table 2 Hydraulic Diameter of test channels

Channel Shape	Hydraulic Diameter (mm)
Circular #1	0.493
Circular #2	0.691
Circular #3	1.067
Rectangular #1	0.494
Rectangular #2	0.658
Rectangular #3	0.972

Table 1 에 본 연구에서의 실험 조건을 나타내었고 Table 2 는 실험에 사용한 채널들의 수력 직경을 나타낸다. 계측된 모든 자료들은 데이터 로거와 GPIB 인터페이스를 통해 PC 로 전달되며, 이 정보들을 MS-Excel 을 이용하여 실시간으로

관찰하고 분석하였다. 각 자료들은 2 분 동안 총 20 회 측정된 값들을 평균하여 얻었으며 R134a 의 열역학적 물성들은 REFPROP⁽²⁾을 이용하였다.

응축열전달계수와 Nusselt 수는 다음의 식(1) 과 식(2)로부터 구하며 여기서 관 내벽 온도 T_w 는 측정된 관 외벽 온도와 1 차원 원통형 전도방정식으로부터 산출한다.

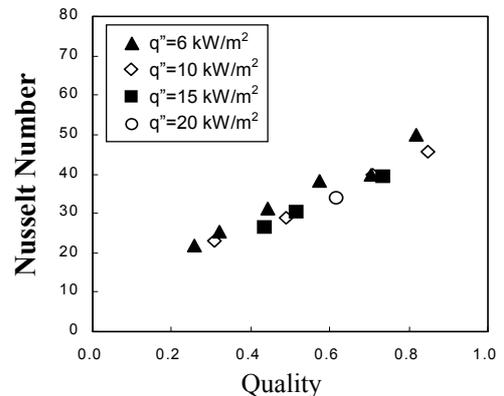
$$h = \frac{q''}{T_w - T_r} \tag{1}$$

$$Nu = \frac{hD}{k_f} \tag{2}$$

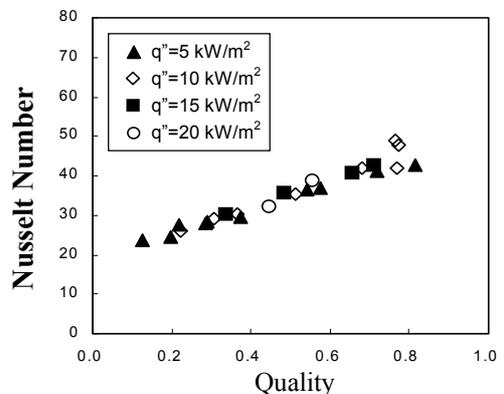
모든 계측 센서의 오차를 고려할 때 평균 열전달계수에 대한 불확실성은 실험조건에 따라 최소 3.5%에서 최대 12.9%가 된다.

3. 실험결과

기존관의 응축열전달 과정에서는 열유속의 영향은 없다고 알려져 있는데, 소구경관에 대해서는 몇몇의 연구들⁽³⁾⁻⁽⁵⁾에서 열유속의 영향이 연



(a) Circular channel (D_h=0.493 mm)



(b) Rectangular channel (D_h=0.494 mm)

Fig. 2 Heat flux effect on flow condensation Nusselt number at G=200 kg/m²s

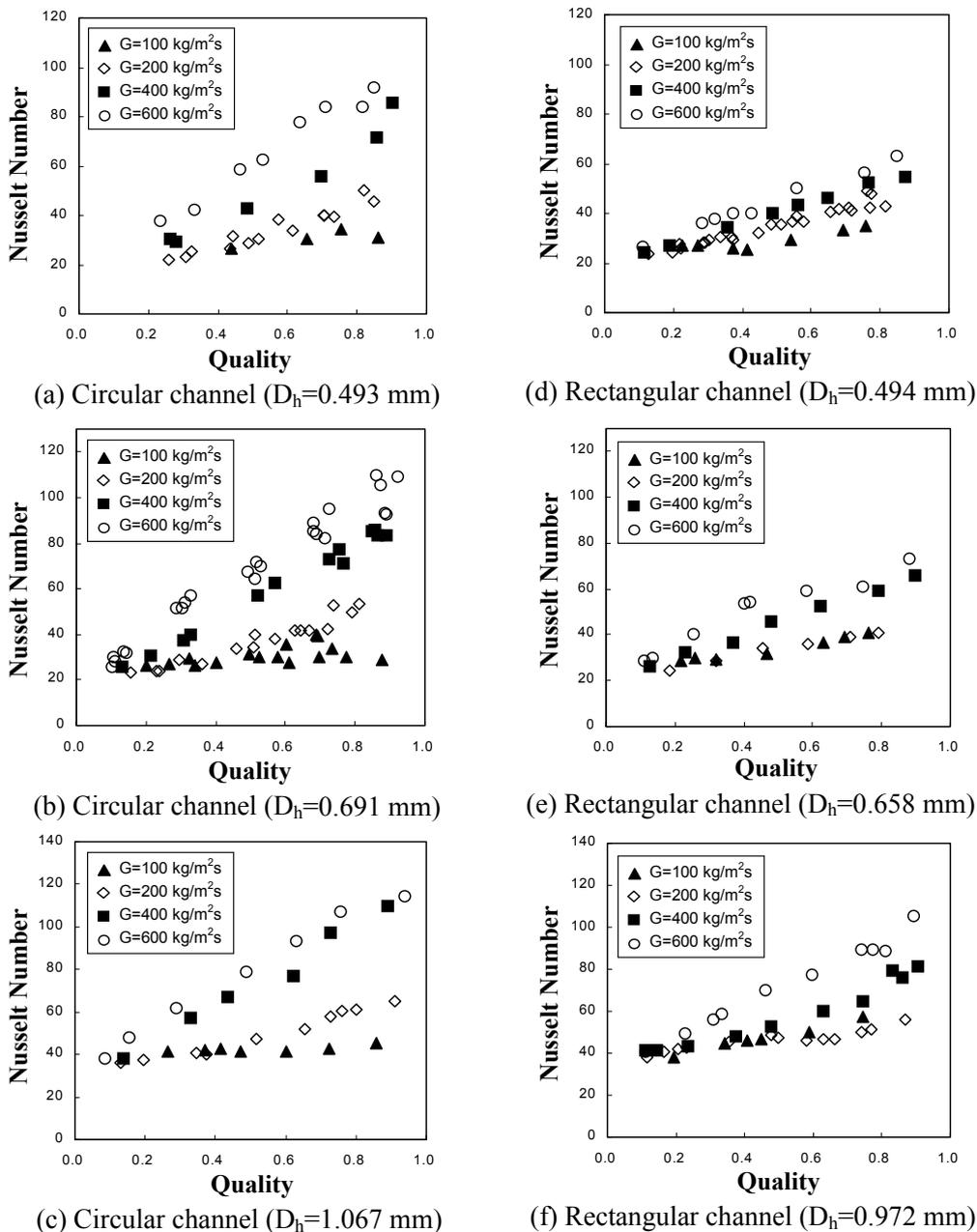


Fig. 3 Mass flux and vapor quality effect on flow condensation Nusselt number

구되었다. 그러나 본 연구에서는 Fig. 2 에서와 같이 열유속이 열전달 성능에 미치는 뚜렷한 영향은 관찰되지 않았으며 압력강하 실험을 포함한 전 실험 범위에서 유사한 결과를 얻었다.

Fig. 3 은 본 연구에서 측정된 총 250 개의 데이터를 모두 표시한 것으로, 건도에 따른 국소 Nusselt 수를 질량유속 조건마다 나타낸 것이다. 예상할 수 있는 바와 같이 건도에 따라 국소 Nusselt 수가 증가하는데, 낮은 질량유속이 될수록 그런 영향은 감소하였다. 특히 이러한 결과는 원형 채널에서 더욱 뚜렷하여 원형 채널의 저 질

량유속 영역에서는 건도에 따른 열전달 향상이 미미하였다. 이것은 이 영역에서 환상류가 제대로 형성되지 않아 유동속도에 영향을 별로 받지 않기 때문이라고 예상할 수 있다. 반면 사각단면 채널에서는 저 질량유속에서도 건도에 따라 열전달이 향상됨을 볼 수 있는데 이것은 표면장력의 역할로 응축액이 사각 모퉁이에 몰리고 열전달 표면에서의 액막 두께가 얇아지는 등 좀더 환상류 형태의 유동을 형성하기 때문으로 판단된다.

반면, 유속이 빨라질수록 사각단면 채널에서의 표면장력 효과는 사라지고 열전달에서 관성력

이 지배하게 되는데 이때는 사각단면 모퉁이에서 기상속도가 감소되므로 오히려 사각 단면채널이 열전달에 방해가 되는 방향으로 작용할 수 있다. 이런 효과를 본 연구에서 발견할 수 있었으며 Fig. 3 에서와 같이 질량유속이 증가할수록 원형 채널에 비해 열전달 성능이 저하함은 물론, Nusselt 수에 미치는 질량유속의 영향도 원형 채널에 비해 작음을 알 수 있다.

한편, 원형 채널의 경우 질량유속의 증가에 따라 Nusselt 수가 단순 증가하는 경향을 나타내는 반면, 사각단면 채널에서는 오히려 저 질량유속에서 더 높은 Nusselt 수를 나타내는 경우도 관찰되었다. 이것은 사각 단면에서 표면장력과 사각 모퉁이의 영향력이 질량유속에 따라 열전달을 향상시키거나 감소시키는 방향으로 작용하기 때문에 생기는 현상으로 판단된다.

Table 3 은 건도평균 열전달계수를 나타낸다. 이 표로부터 저 질량유속에서는 사각단면 채널의 열전달 성능이 원형 채널에 비해 비교우위에 있다가 질량유속이 증가할수록 역전되어 원형단면 채널에 비해 열전달 성능이 뚜렷하게 저하됨을 알 수 있다. 이것 역시 전술한 바와 같이 사각단면 채널에서 표면장력과 관성력의 상대적인 영향도에 의해 나타나는 현상으로, 실제 열교환기에서 주로 이용되는 질량유속의 범위가 50~300 kg/m²s 범위임을 감안하면 사각단면 채널이 원형 단면 채널에 비해 효율적이라고 판단된다.

Table 3 Vapor quality averaged heat transfer coefficient (kW/m²K).

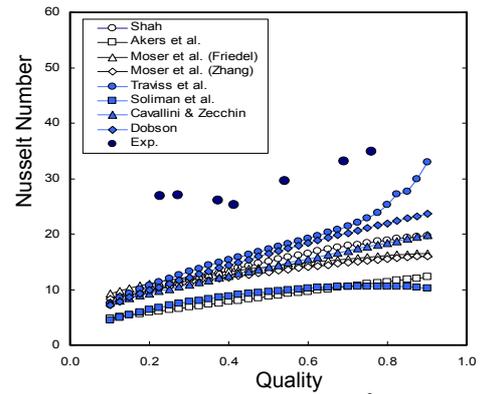
(a) Circular channel

	G=100 kg/m ² s	G=200 kg/m ² s	G=400 kg/m ² s	G=600 kg/m ² s
D _h =0.493 mm	4.567	4.879	6.517	9.143
D _h =0.691 mm	3.272	3.861	5.771	7.451
D _h =1.067 mm	2.855	3.348	4.962	5.523

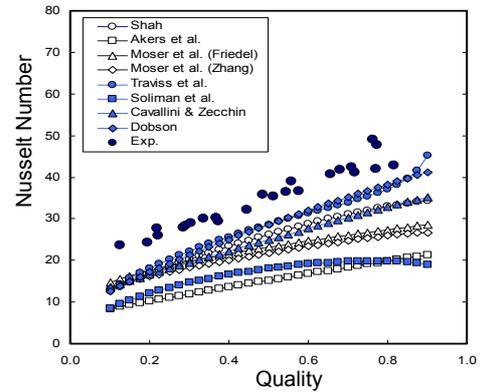
(b) Rectangular channel

	G=100 kg/m ² s	G=200 kg/m ² s	G=400 kg/m ² s	G=600 kg/m ² s
D _h =0.494 mm	4.349	5.291	5.983	6.957
D _h =0.658 mm	3.753	3.812	5.136	6.222
D _h =0.972 mm	3.705	3.470	4.271	5.382

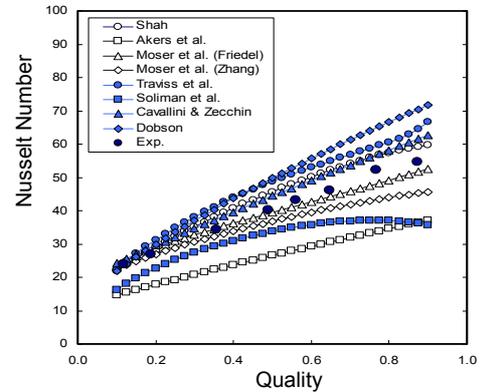
본 연구에서는 기준관에 널리 사용되거나 최근 소구경 관에서 비교적 잘 일치한다고 알려져 있는 응축 열전달 상관식들⁽⁶⁾⁻⁽¹³⁾과 결과를 비교하였다. Fig. 4 는 수력직경 0.494 mm 인 사각단



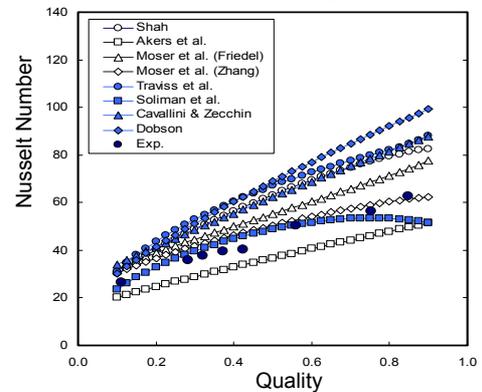
(a) G=100 kg/m²s



(b) G=200 kg/m²s



(c) G=400 kg/m²s



(d) G=600 kg/m²s

Fig. 4 Comparisons of experimental and predicted values for the rectangular channel (D_h=0.494 mm)

면 채널에 대한 결과인데 다른 수력직경이나 원형단면 채널에서도 아주 유사한 경향을 나타내었다. 즉, 질량유속이 작을 경우 비교한 모든 응축 상관식이 과소예측을 하였고 질량유속이 증가할 수록 그 편차가 감소하여 $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 의 높은 질량유속 영역에서는 몇몇 상관식이 잘 맞는 것처럼 보이고 있다. 그러나 Fig. 4 에서 보는 바와 같이 그것은 결과값을 물리적으로 예측했다기 보다는 단지 특정 영역에서 수치적으로 비슷해진 것으로 판단된다. 최근의 연구들이 비교적 높은 질량유속에서 수행되고 있다는 점을 감안할 때 Akers 등의 상관식⁽⁶⁾이나 Moser 등의 상관식⁽¹¹⁾이 미세채널 내 흐름응축 열전달 현상을 비교적 잘 예측한다고 보고되고 있는 것은 Fig. 4 와 같은 결과에서 그 원인을 생각할 수 있다. 그러므로 미세채널에서의 흐름 응축열전달에 대한 보다 적합한 상관식 개발이 절실히 요구된다.

4. 결론

본 연구에서는 새로운 실험기법을 이용하여 내경 0.493, 0.691, 1.067 mm 인 원형단면 채널과 수력직경 0.494, 0.658, 0.972 mm 인 사각단면 채널에서 R134a 의 응축 열전달 특성을 실험적으로 살펴보았다. 실험조건은 응축온도 40°C , 질량유속 $100\text{-}600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속 $5\text{-}20 \text{ kW/m}^2$ 이었으며 그 중요한 결론은 다음과 같다.

1. 열유속이 흐름 응축 열전달 성능에 미치는 영향은 관찰되지 않았다.
2. 국소 Nusselt 수는 질량유속에 따라 증가하였다.
3. 국소 Nusselt 수는 건도에 따라 증가하였는데 특히 높은 질량유속에서 증가폭이 컸다.
4. 사각단면 채널의 경우 건도평균 열전달계수가 질량유속 증가에 따라 단순 증가하지 않았으며 이는 표면장력과 관성력의 상대적인 영향력이 변하기 때문으로 판단된다.
5. 사각단면 채널이 원형단면 채널에 비해 낮은 질량유속 영역에서 비교우위의 응축 열전달 성능을 나타내었으나 질량유속에 증가하면 역전되어 원형단면 채널에 비해 뚜렷하게 낮은 성능을 보였다.
6. 기존에 널리 사용되는 흐름응축 열전달 상관식들은 본 연구의 결과들을 제대로 예측하지 못하였다. 특히 낮은 질량유속에서 그 격차가 더욱 컸다.

후 기

이 논문은 국가지정 연구실 사업의 재정적 지원을 받아 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Shin J.S. and Kim M.H., 2004, An experimental study of condensation heat transfer inside a mini-channel with a new measurement technique, *Journal of Multiphase Flow*, Volume 30, No. 3, pp. 311-325.
- (2) Huber M, Gallagher J., M. McLinden, and Morrison G., 1996, *NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database REFPROP*, Version 5.1, NIST, USA
- (3) Yan Y., and Lin T., 1999, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 697-708
- (4) Yang C., and Webb R.L., 1996, Condensation of R12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 791-800
- (5) Baird J.R., Fletcher D.F., and Haynes B.S., 2003, Local condensation heat transfer rates in fine passages, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 4453-4466
- (6) Akers, W.W., Deans, H.A., and Crosser, O.K., 1959, Condensation Heat Transfer within Horizontal Tubes, *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, Vol. 55, No. 29, pp. 171-176.
- (7) Shah, M.M., 1979, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547-556.
- (8) Dobson, M.K., 1994, Heat Transfer and Flow Regimes During Condensation in Horizontal Tubes, *Ph.D. Thesis*, University of Illinois, USA.
- (9) Soliman, H.M., Schuster, J.R., and Berenson, P.J., 1968, A General heat transfer correlation for annular flow condensation, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 90, pp. 167-176.
- (10) Traviss, D.P., Rohsenow, W.M., and Baron, A.B., 1973, Forced-convection condensation inside tubes: a heat transfer equation for condenser design, *ASHRAE Trans.*, Vol. 79, pp. 157-165.
- (11) Moser, K., Webb, R.L., and Na, B., 1998, A New Equivalent Reynolds Number Model for Condensation in Smooth Tubes, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 410-417.
- (12) Friedel, L., 1979, Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow, *European Two-phase Flow Group Meeting*, Paper No. 2, Ispra, Italy (quoted by Whalley, 1987).
- (13) Zhang, M., 1998, A New Equivalent Reynolds Number Model for Vapor Shear-Controlled Condensation inside Smooth and Micro-fin Tubes, *Ph.D. Thesis*, The Pennsylvania State University, USA