

# 작은 유로 내에서의 흐름응축 열전달 (II)

- 원형 및 사각유로에서의 실험적 연구 -

신 정 섭\* · 김 무 환†

(2004년 6월 8일 접수, 2004년 8월 25일 심사완료)

## Flow Condensation Inside Mini-Channels (II) - Experimental Study of the Circular and Rectangular Channels -

Jeong Seob Shin and Moo Hwan Kim

**Key Words :** Mini-Channel(작은 유로), Two-Phase Flow(2상유동), Flow Condensation(흐름응축), Heat Transfer(열전달), 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 (Aspect Ratio=1.0,  $D_h=0.494, 0.658, \text{ and } 0.972 \text{ mm}$ ) 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  $\text{kW/m}^2$ , 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 are investigated and the experimental local condensation heat transfer coefficients are shown. The experimental data of condensation Nusselt number are compared with existing correlations.

기호설명

$D_h$  : 유로의 수력직경 [m]  
 $G$  : 질량유속 [ $\text{kg/m}^2\text{s}$ ]  
 $h$  : 열전달계수 [ $\text{W/m}^2\text{K}$ ]  
 $i$  : 엔탈피 [kJ/kg]  
 $i_f$  : 액상냉매 엔탈피 [kJ/kg]  
 $i_{fg}$  : 증발잠열 [kJ/kg]  
 $k_f$  : 유체의 열전도계수 [ $\text{W/mK}$ ]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/h]  
 $Nu$  : Nusselt 수 ( $=hD/k_f$ )  
 $p$  : 압력 [kPa]  
 $q''$  : 열유속 [ $\text{kW/m}^2$ ]  
 $\dot{Q}$  : 열전달률 [W]

$T$  : 온도 [°C]  
 $x$  : 건도

하첨자

$a$  : 가속항  
 $exp$  : 실험값  
 $f$  : 마찰항  
 $in$  : 입구  
 $out$  : 출구  
 $ph$  : 예열부  
 $r$  : 냉매측  
 $test$  : 시험부  
 $w$  : 벽면

\* 회원, 한국과학기술원 기계공학과

† 책임저자, 회원, 포항공과대학교 기계공학과  
E-mail : mhkim@postech.ac.kr  
TEL : (054)279-2165 FAX : (054)279-3199

### 1. 서론

유로의 수력직경이 작아질수록 열전달계수가 증가하여 성능이 높고 컴팩트한 열교환기를 제작

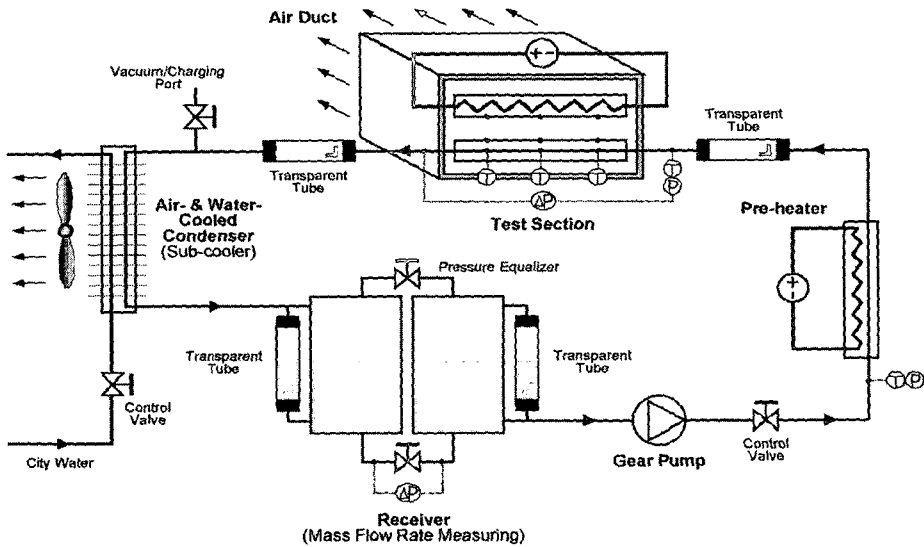


Fig. 1 Schematic of the test apparatus

하는데 유리하다. 이러한 작은 유로를 이용하면 최근 더욱 경박단소, 고집적화 되어가는 제품에 이용가치가 높고 냉매의 사용량을 줄일 수 있다는 장점도 있다. 그러나 유로가 작아질수록 압력강하의 증가율이 열전달계수의 증가율보다 크므로 실제로 산업분야의 열교환기에 적용할 수 있는 유로의 크기엔 한계가 있다. 그러므로 작은 유로에서의 상변화 열전달 특성을 정확히 예측하는 것은 공학적으로 매우 중요하다고 볼 수 있다.

그런데 작은 유로 내에서의 열전달 또는 압력강하 특성을 결정하는 중력, 점성력, 표면장력 등의 상대적인 크기가 기존 유로와는 다르기 때문에 기존의 상관식 및 연구 결과를 작은 유로에 그대로 적용하기 어렵다. 그러나 작은 유로를 대상으로 한 흐름응축 열전달에 대한 자료는 매우 부족하여 응축 현상의 정량적, 정성적인 해석에 어려움이 있고 그나마 연구 결과간에 차이도 커서 아직 일치된 결론을 찾기 힘들다. 또한 실험이 쉽지 않고 불확실성이 크기 때문에 실험하기에 편리한 범위(예를 들면 높은 질량유속)에 연구들이 치우쳐 있다고 판단된다.

일반적으로 알려져 있듯이 유로가 작아질수록 표면장력의 영향이 커져서 상변화 과정에 중요한 역할을 하는데, 이러한 영향을 좀더 분명하게 관찰하려면 기존 유로에서와는 변별력을 가지는 크기의 유로에서 연구가 필요하다. Kandlikar<sup>(1)</sup>는 수력직경 0.2~3.0mm 범위를 Mini-channel 영역으로 제안하여 기존의 유로와는 다른 상변화 열전달 특성을 가진다고 구분하고 있다. 한편, 현재까지 수행된 연구들을 볼 때 단일 유로 실험의 한계는 대

략 수력직경 1.0mm 정도<sup>(2)</sup>가 되며 그 보다 작은 수력직경의 경우 다중 유로를 대상으로 실험적인 연구가 이루어지고 있다. 그런데 수력직경 1.0mm 이하의 유로에서는 성층류와 같이 중력의 영향을 받는 기존 유동형태가 관찰되지 않음이 보고되고 있으므로, 이렇게 다른 유동특성을 가지는 유로에서 열전달 특성을 관찰하는 것이 기존 유로에서와 변별력을 가질 수 있을 것으로 판단된다. 그러나 수력직경 1.0mm 이하의 유로에 대한 흐름 응축열전달 연구는 매우 부족한 실정이고 더욱이 작은 유로에서의 기존 연구들은 제작이나 실험 여건상 대부분 사각단면이나 좀더 복잡한 단면형상의 다중 유로에서 수행되고 있다. 그러나 열전달 매커니즘에 대한 보다 기초적인 이해를 위해선 그 기준이 되는 원형 단일유로에서의 연구 및 결과의 비교가 필수적이라고 판단된다.

본 연구의 Part I에서는 작은 유로 내에서의 응축 열전달 실험에 적합한 새로운 실험 기법들을 소개하였다. 이러한 방법을 이용하여 실험장치를 제작하였으며 내경 0.493, 0.691, 1.067mm인 원형 유로와, 이와 비교를 위해 비슷한 수력직경으로 제작된 0.494, 0.658, 0.972mm 정사각 유로에서의 R134a 흐름응축 열전달계수를 측정하고 분석, 비교하였다. 여기서는 포화온도 40°C, 질량유속 100~600 kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 5~20 kW/m<sup>2</sup>의 범위에서 측정된 결과를 소개하며 열유속, 질량유속, 건도, 수력직경, 그리고 단면 형상 등의 변화에 따른 응축 열전달 특성에 대해 고찰해 본다. 또한 기존에 널리 사용되는 흐름응축 열전달 상관식들로부터 예측한 결과와 비교해 본다.

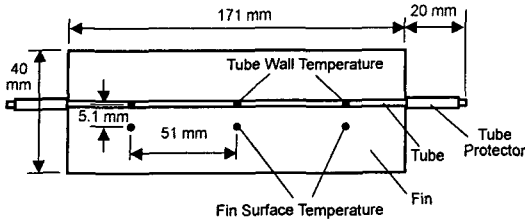


Fig. 2 Locations of thermocouples installation in the test section

## 2. 실험

### 2.1 실험장치

Part I에서 소개한 새로운 실험기법을 적용하여 실험장치를 제작하였다. 본 실험장치는 크게 냉매 순환 루프와 데이터 취득 시스템으로 구성되어 있다. 그 중 냉매 순환 루프의 구성도를 Fig. 1에 나타내었는데 크게 펌프, 예열부, 시험부, 과냉각기와 수액기로 구성되어 있다. 작동유체 R134a는 가변속 펌프(Turhill사 마그네틱 기어 펌프)에 의해 냉매 루프를 순환한다. 기어 펌프 후단에 있는 조절 밸브는 냉매 질량 유속을 보다 정밀하게 제어하는데 이용된다. 시험부 입구에서 원하는 냉매 건도가 되도록 하기 위해 예열기가 설치되어 있는데, 주위로의 열누설량을 가능하면 감소시키기 위해 히터를 관내에 삽입하여 냉매를 일정량 증발시킨다. 예열부에서 나온 포화상태의 냉매는 시험부에서 응축되면서 열전달계수와 압력강하량이 측정되고, 시험부 출구에 위치한 과냉각기(공냉 및 수냉 겸용)에 의해 완전히 과냉되어 액화된다. 과냉각기에서 나온 액냉매는 수액기로 유입되면서 전체적인 냉매 순환루프를 이루게 된다. 한편, 본 장치에서 수액기는 질량유량계의 역할도 하는데, Part I에서의 설명과 같이 각 탱크마다 부착된 가시창의 관찰과 미리 보정된 차압계(DRUCK LPM-9000, 2 kPa)의 신호로부터 질량유량을 구한다.

Fig. 2는 응축시험부 중 냉매관이 부착된 핀 쪽의 상세한 모습을 나타내는데 관과 핀 표면에 등간격으로 각각 3개씩 설치된 열전대의 설치위치를 표시하였다. 시험부에는 지름 0.127mm인 T형 열전대(OMEGA TT-T-36)를 보정하여 사용하였다. 한편, 절대압력계(SETRA 206, 2.5MPa)와 차압계(SETRA 230, 70 kPa)를 시험부의 전, 후단 20mm 지점에 설치했는데 중력의 영향을 없애기 위해 시험부와 같은 수평면상에 평행하게 위치시켰다.

Table 1 Experimental condition

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

Table 2 Hydraulic diameter of test channels (mm)

Circular Channel			Rectangular Channel		
#1	#2	#3	#1	#2	#3
0.493	0.691	1.067	0.494	0.658	0.972

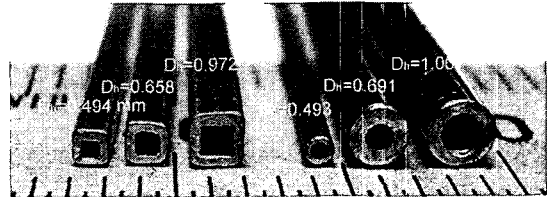


Fig. 3 Cross sections of the test tubes

한편, 유로가 작아질수록 냉매의 온도를 정확히 측정하기가 어려우므로 시험부 냉매의 포화온도를 직접 측정하는 대신, 시험부 입구에 설치한 절대압력계에서 얻은 값으로부터 환산하여 구했으며 실험에 앞서 미리 보정실험을 통해 포화압력과 포화온도의 상평형 관계를 구하였다.

### 2.2 실험 조건

Table 1에 본 연구에서의 실험 조건을 나타내었고 Table 2에 실험에 사용한 유로들의 수력직경 실측값을 나타내었으며 Fig. 3은 사용된 관들의 단면 사진을 나타내고 있는데 모두 순동으로 제작된 것이다. 이 중에 원형 #3과 사각 #3의 경우 같은 수력직경인 1.0mm로 제작을 의뢰하였음에도 불구하고 제조상의 공차로 인해 적지 않은 차이를 보이고 있다. 두 유로간의 차이는 10% 정도나 되므로 실제의 수력직경을 정확히 측정하는 것이 필요함을 알 수 있다.

### 2.3 자료 취득

계측된 온도, 압력, 전압 등의 모든 신호들은 데이터 로거(Agilent 34970A)와 GPIB 인터페이스를 통해 PC로 전달되며, 이 정보들을 MS-Excel과 Visual Basic을 이용하여 실시간으로 관찰하고 분석하였다. 시험 조건이 안정되었다고 판단되면 6초 간격으로 2분간 총 20회의 자료들을 취득하여 평균하였으며 R134a의 열역학적 물성은 NIST의

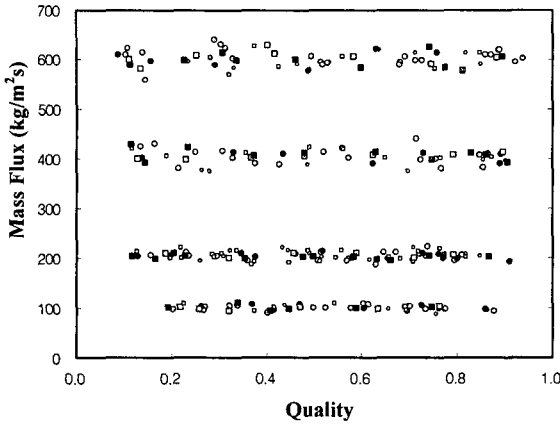


Fig. 4 Experimental ranges of this study (total 250 data)

REFPROP<sup>(3)</sup> 자료를 이용하였다.

이러한 과정에 따라 총 250개의 자료를 취득하였으며 그 질량유속과 건도의 분포는 Fig. 4와 같은데 심볼의 모양과 크기로 사용한 유로를 구분하였다. 한편, 실험 중 질량유속은 가급적 설정값의 5% 이내에서 유지되도록 하였다.

2.4 자료의 처리

예열기 입구에서는 냉매가 액상이므로 온도와 압력을 측정하면 엔탈피를 구할 수 있다. 그러므로 시험부 입구에서의 건도에 해당하는 엔탈피가 되도록 예열부에서의 정미 가열량을 결정하게 된다. 그래서 열평형 관계에 따라 시험부 입구 냉매의 건도는 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$x_m = \frac{1}{i_{fg}} \left[ i_{ph,in} + \frac{(\dot{Q}_{ph} - \dot{Q}_{ph,loss})}{\dot{m}_r} - i_f \right] \quad (1)$$

여기서 예열기의 단열재를 통해 나가는 열손실,  $\dot{Q}_{ph,loss}$  는 1차원 열전도 방정식을 이용하여 예측한 값이다.

또한 시험부에서의 응축열량과 냉매의 증발잠열로부터 응축과정 중의 평균 건도는 식 (2)와 같다.

$$x = x_m - \frac{\dot{Q}_{test}}{2\dot{m}_r i_{fg}} \quad (2)$$

응축 열전달계수와 Nusselt 수는 다음의 식 (3) 과 식 (4)로부터 구한다.

$$h = \frac{q''}{T_w - T_r} \quad (3)$$

Table 3 Experimental uncertainties

Temperature (°C)	± 0.1
Pressure (kPa)	± 1.5
Pressure Difference (kPa)	± 0.15
Mass Flux	± 3.5%
Heat Flux	± 3.2%
Heat Transfer Coefficient	± 3.5 ~ ± 12.9%

$$Nu = \frac{hD_h}{k_f} \quad (4)$$

여기서  $q''$ 는 열유속으로, 유로 내부의 표면적과 시험부에서의 총 응축 열량으로부터 계산된다. 또한  $T_w$ 와  $T_r$  는 각각 유로 내벽온도와 냉매의 온도이며, 여기서  $T_w$ 는 1차원 열전도 방정식을 이용하여 측정된 유로 외벽온도로부터 산출하였다.

한편, 수평 유로 내에서 응축이 생길 경우 시험부 입출구 지점에서 측정된 총 압력손실( $\Delta p_{exp}$ )은 식 (5)와 같이 마찰항( $\Delta p_f$ ), 가속항( $\Delta p_a$ ), 입구 급축 소항( $\Delta p_{in}$ )과 출구 급확대항( $\Delta p_{out}$ ) 등으로 구성된다.

$$\Delta p_{exp} = \Delta p_f + \Delta p_a + \Delta p_{in} + \Delta p_{out} \quad (5)$$

여기서 가속항 및 입출구 압력 변화항들은 Collier와 Thome<sup>(4)</sup>의 관계식들을 이용하여 예측하였는데 가속항과 입출구에서 압력 변화항들의 합은 측정된 총 압력손실 중 약 ±10% 내외를 차지하였다. 또한 이러한 입출구에서의 압력 변화항들은 시험부에서의 평균 냉매온도를 좀더 정확히 예측하는 목적으로도 고려되었다.

2.5 불확실성 해석

Table 3에 본 실험에서의 불확실성을 나타내었다. 모든 계측 센서의 오차를 고려할 때 평균 열전달계수에 대한 불확실성은 실험조건에 따라 최소 3.5%에서 최대 12.9%가 되었다. 만약 실험에서 얻어진 측정값이 이 최대 불확실성을 넘는 경우엔 결과 자료로 사용하지 않았다.

3. 실험 결과

3.1 열유속의 영향

기존관의 응축열전달 과정에서는 열유속의 영향은 없다고 알려져 있는데, 소구경관에 대해서는 매우 제한된 몇몇의 연구들<sup>(2,5,6)</sup>에서 열유속의 영향이 보고되었다. 그러나 연구간에 큰 차이를 보이고 있다. Yan과 Lin<sup>(5)</sup>은 열유속 증가에 따라 열전달계수가 감소하는 결과를 얻었으나, Yang과 Webb<sup>(6)</sup>은 열유속에 따라 열전달계수가 다소 증가

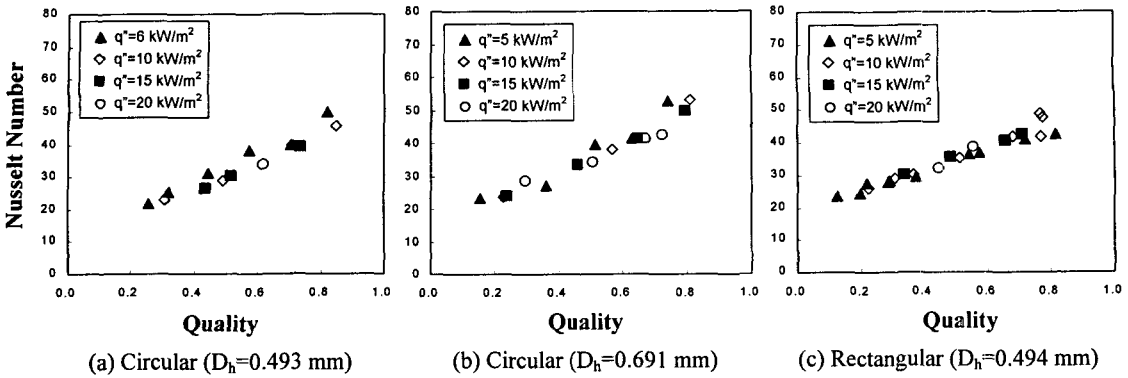


Fig. 5 Heat flux effect on flow condensation Nusselt number at  $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$

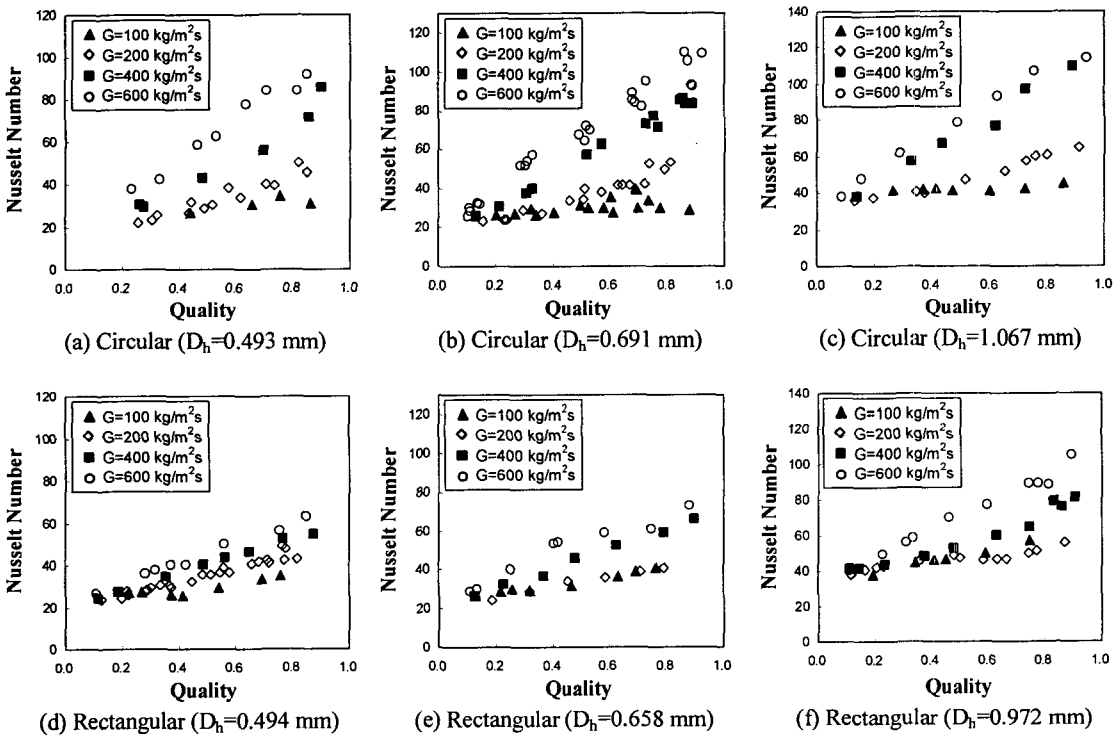


Fig. 6 Mass flux and vapor quality effect on flow condensation Nusselt number

하는,  $h \propto (q'')^{0.2}$ 의 관계를 얻었다. 또한 Baird 등<sup>(2)</sup>은 열유속 증가시 열전달계수가 뚜렷하게 증가하는 결과를 얻었는데 특히 고건도 영역에서 열유속 증가가 열전달을 촉진하는데 큰 역할을 한다고 보고하고 있다.

Fig. 5는 내경 0.493, 0.691mm인 원관과 수력직경 0.494mm인 사각관에서 질량유속이  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  일 때 열유속을 변화시켜 가면서 Nusselt 수를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 본 연구에서는 열유속이 열전달 성능에 미치는 뚜렷한 영향은 관찰되지

않았으며 압력강하 실험을 포함한 다른 실험 조건에서도 이와 같은 결과를 얻었다.

### 3.2 질량유속 및 건도의 영향

Fig. 6은 건도에 따른 국소 Nusselt 수를 질량유속 조건마다 나타낸 것이다. 예상할 수 있는 바와 같이 건도에 따라 국소 Nusselt 수가 증가하는데, 건도가 증가할수록 국소 Nusselt 수는 질량유속에 보다 큰 영향을 받는 것으로 나타났다. 이러한 결과는 Wang 등<sup>(7)</sup>의 수력직경 1.46mm인 다중 사각

유로에서 R134a로 질량유속 75~750kg/m<sup>2</sup>s에서 수행했던 연구결과에서도 나타나고 있다. 반면, 질량유속이 낮을수록 Nusselt수에 대한 건도의 영향은 감소하였다. 특히 이러한 결과는 원형 유로에서 더욱 뚜렷하였는데, 이 영역에서 환상류가 제대로 형성되지 않아 유동속도에 영향을 별로 받지 않기 때문이라고 예상할 수 있다. 반면, 사각유로에서는 낮은 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.

한편, 유속이 빨라질수록 사각유로에서의 표면장력 효과는 사라지고 열전달에서 관성력이 지배하게 되는데 이때는 사각단면 모퉁이에서 기상속도가 감소되므로 오히려 사각유로가 열전달에 방해가 되는 방향으로 작용할 수 있다. 이런 효과를 본 연구에서 발견할 수 있었으며 Fig. 6에서와 같이 질량유속이 증가할수록 원형 유로에 비해 열전달 성능이 저하함은 물론, Nusselt 수에 미치는 질량유속의 영향도 원형유로에 비해 작음을 알 수 있다.

3.3 수력직경의 영향

응축열전달 특성과 압력강하가 수력직경에 의해 크게 영향을 받으므로 수력직경의 영향을 관찰하는 것은 핵심적인 부분이다. 그러나 공학적인 관심과 중요성에도 불구하고 작은 유로에서의 수력직경 변화가 흐름응축 열전달에 미치는 영향을 연구한 사례는 매우 적다.

Baird 등<sup>(2)</sup>은 내경 0.92mm와 1.95mm간에 열전달계수의 차이가 매우 미미했다고 보고하였고, Yan과 Lin은 수력직경이 2.0mm에서 8.0mm로 4배나 증가했음에도 단지 10%의 열전달계수 증가가 있었다고 보고하였다.

Table 4는 건도 평균 열전달계수를 나타낸다. 여기서 건도 평균값을 구하기 위해 건도에 따라 측정된 국소 열전달계수들을 3차 다항식으로 곡선근사를 시킨 후 건도 0.2~0.8 범위에서 적분하여 열전달계수의 평균값을 구한 것이다. 또한 Fig. 7은 같은 결과를 그래프로 나타낸 것이다.

이렇게 표와 그림에서와 같이 본 연구에서는 수력직경의 감소에 따라 뚜렷한 열전달계수의 증가를 관찰하였는데 특히 유속이 빠른 영역에서 더욱 그러한 경향을 나타내었다. 결과적으로, 본 연구의 실험 범위에서 원형 유로의 경우  $h\alpha(D_h)^{-0.54}$ 의 관계를 얻었고, 사각 유로의 경우엔  $h\alpha(D_h)^{-0.45}$ 의 관계를 얻었다.

Table 4 Vapor quality averaged heat transfer coefficient (kW/m<sup>2</sup>K)

(a) Circular channel				
	G=100 kg/m <sup>2</sup> s	G=200 kg/m <sup>2</sup> s	G=400 kg/m <sup>2</sup> s	G=600 kg/m <sup>2</sup> s
D <sub>h</sub> =0.493 mm	4.567	4.879	6.517	9.143
D <sub>h</sub> =0.691 mm	3.272	3.861	5.771	7.451
D <sub>h</sub> =1.067 mm	2.855	3.348	4.962	5.523

(b) Rectangular channel				
	G=100 kg/m <sup>2</sup> s	G=200 kg/m <sup>2</sup> s	G=400 kg/m <sup>2</sup> s	G=600 kg/m <sup>2</sup> s
D <sub>h</sub> =0.494 mm	4.349	5.291	5.983	6.957
D <sub>h</sub> =0.658 mm	3.753	3.812	5.136	6.222
D <sub>h</sub> =0.972 mm	3.705	3.470	4.271	5.382

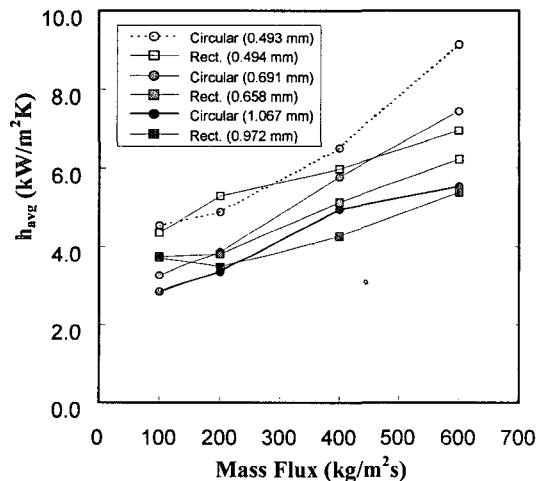


Fig. 7 Channel geometry effects on average condensation heat transfer coefficient

3.4 유로 형상의 영향

Fig. 7을 보면, 낮은 질량유속에서는 사각유로의 열전달 성능이 원형 유로에 비해 동등수준이거나 비교우위에 있다가 질량유속이 증가할수록 역전되어 원형유로에 비해 열전달 성능이 뚜렷하게 저하됨을 알 수 있다. 이것 역시 전술한 바와 같이 사각단면 유로에서 표면장력과 관성력의 상대적인 영향도에 의해 나타나는 현상으로 보이며, 실제 열교환기에서 주로 이용되는 질량유속의 범위(50~300kg/m<sup>2</sup>s)를 감안하면 공학적 응용에는 사각단면 유로가 원형단면 유로에 비해 유리하다고 판단된다.

한편, 원형유로의 경우 질량유속의 증가에 따라 열전달계수가 단순 증가하는 경향을 나타내는 반면, 사각유로에서는 오히려 저질량유속에서 더 높은 Nusselt 수를 나타내는 경우도 관찰되었다. 이

것 역시 사각유로에서 표면장력의 역할이 열전달을 향상시키거나 감소시키는 방향으로 작용하기 때문에 생기는 현상으로 판단된다

3.5 열전달 상관식과의 비교

본 연구에서는 기존관에 널리 사용되거나 최근 소구경 관에서 비교적 잘 일치한다고 알려져 있는 응축 열전달 상관식인 Akers 등,<sup>(8)</sup> Shah,<sup>(9)</sup> Moser 등,<sup>(10)</sup> Traviss 등,<sup>(11)</sup> Soliman 등,<sup>(12)</sup> Cavallini와 Zecchin,<sup>(13)</sup> 그리고 Dobson<sup>(14)</sup>의 관계식들과 비교하였다. 한편 Moser 등<sup>(10)</sup>의 상관식에서는 압력강하에 대한 정보를 필요로 하는데 Friedel<sup>(15)</sup>의 압력강하 상관식을 이용한 경우와 Zhang과 Webb<sup>(16)</sup>의 압력강하 상관식을 이용한, 두 경우에 대해서 비교하였다.

Fig. 8은 수력직경 0.494 mm 인 사각 유로에 대한 비교 결과인데 다른 수력직경이나 유로 단면에서도 아주 유사한 경향을 나타내었다. 즉, 질량유속이 작을 경우 비교한 모든 응축 상관식이 과소 예측을 하였고 질량유속이 증가할수록 그 편차가 감소하여 600kg/m<sup>2</sup>s의 높은 질량유속 영역에서는 몇몇 상관식이 잘 맞는 것처럼 보이고 있다. 그러나 Fig. 8에서 알 수 있는 바와 같이 그것은 결과값을 물리적으로 예측했다기 보다는 단지 특정 영역에서 수치적으로 비슷해진 것으로 보인다.

한편, 최근의 연구들이 비교적 높은 질량유속에서 수행되고 있다는 점을 감안할 때 Akers 등<sup>(8)</sup>의 상관식이나 Moser 등<sup>(10)</sup>의 상관식이 작은 유로 내 흐름응축 열전달 현상을 비교적 잘 예측한다고 보고되고 있는 것은 Fig. 8과 같은 결과에서 그 원인을 생각할 수 있다.

또한 본 연구에서와 같이 같은 수력직경이라도 유로의 단면 형상에 따라 명백히 다른 열전달 특성을 보이므로 단면 형상의 영향이 상관식에 포함되어야 함을 알 수 있다. 그러므로 향후 작은 유로 내에서의 응축열전달 현상에 대한 보다 많은 연구와 적절한 상관식 개발이 절실히 요구된다.

4. 결론

본 연구에서는 수평으로 놓여진 내경 0.493, 0.691, 1.067mm인 원형유로와 수력직경 0.494, 0.658, 0.972mm인 사각유로에서 R134a의 응축 열전달 특성을 실험적으로 살펴보고 그 결과를 기존의 상관식들과 비교하였다. 실험조건은 응축온도 40°C, 질량유속 100~600kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 5~20 kW/m<sup>2</sup>이었으며 그 중요한 결론은 다음과 같다.

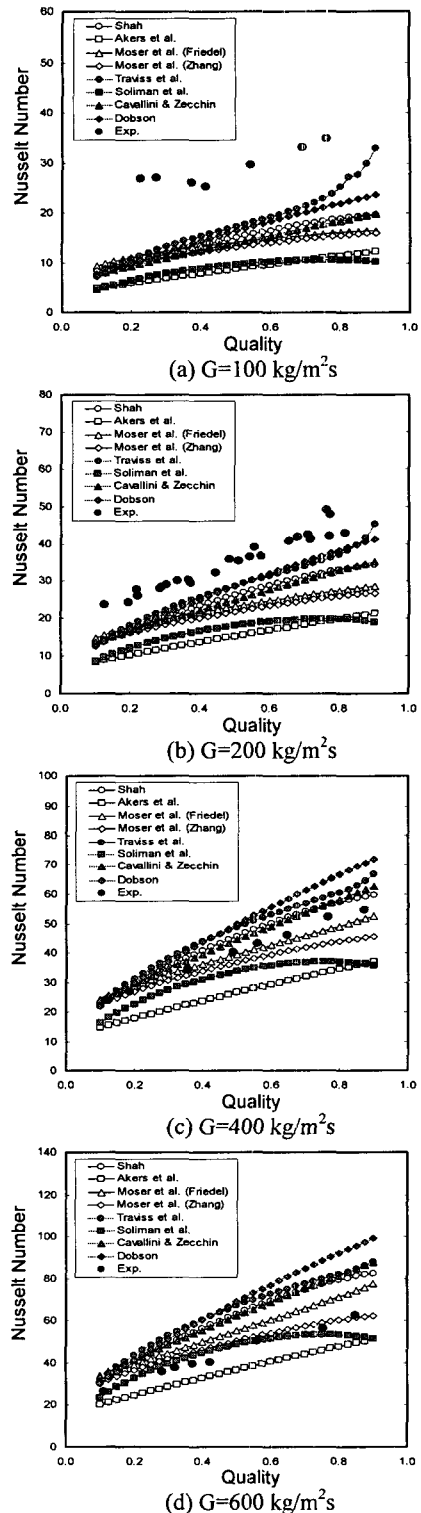


Fig. 8 Comparisons of experimental and predicted values for the rectangular channel ( $D_h=0.494$  mm)

- (1) 열유속이 흐름 응축 열전달 성능에 미치는 영향은 관찰되지 않았다.
- (2) 국소 Nusselt 수는 질량유속이 커짐에 따라 증가하였다.
- (3) 국소 Nusselt 수는 건도에 따라 증가하였는데 특히 높은 질량유속에서 증가폭이 컸다.
- (4) 사각단면 유로의 경우 건도평균 열전달계수가 질량유속 증가에 따라 단순 증가하지 않았으며 이는 표면장력과 관성력의 상대적인 영향력이 변하기 때문으로 판단된다.
- (5) 사각단면 유로가 원형단면 유로에 비해 낮은 질량유속 영역에서 동등 또는 비교우위의 응축 열전달 성능을 나타내었으나 질량유속에 증가하면 역전되어 원형단면 유로에 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) Kandlikar, S.G., 2003, Microchannels and Minichannels – “History, Terminology, Classification and Current Research Needs,” *1st International Conference on Microchannels and Minichannels*, Rochester, New York, USA, pp. 1~6.
- (2) 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.
- (3) Huber, M., Gallagher, J., McLinden, M. and Morrison, G., 1996, *NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database REFPROP*, Version 5.1, NIST, USA.
- (4) Collier, J.G. and Thome, J.R., 1994, *Convective Boiling and Condensation*, 3rd edition, Oxford University Press, Oxford, U.K, p.43, 109, 111.
- (5) 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.
- (6) 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.
- (7) Wang, W.W., Radcliff, T.D. and Christensen, R.N., 2002, “A Condensation Heat Transfer Correlation for Millimeter-Scale Tubing with Flow Regime Transition,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 26, pp. 473~485.
- (8) 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.
- (9) 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.
- (10) 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.
- (11) 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.
- (12) 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.
- (13) Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, “A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convective Condensation,” *Proceedings of 5th Int. Heat Transfer Conference*, Vol. 3, pp. 309~313.
- (14) Dobson, M.K., 1994, “Heat Transfer and Flow Regimes During Condensation in Horizontal Tubes,” Ph.D. Thesis, University of Illinois, USA.
- (15) 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<sup>(17)</sup>].
- (16) Zhang, M. and Webb, R.L., 2001, “Correlation of Two-Phase Friction for Refrigerants in Small-Diameter Tubes,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 25, pp. 131~139.
- (17) Whalley, P.B., 1987, “Boiling, Condensation, and Gas-liquid Flow, Clarendon Press,” Oxford, p. 58.