

## 알루미늄 다채널 평판관내 R-22 응축에 관한 연구

김정오\* · 조진표\* · 김내현\*\*

(1999년 7월 13일 접수)

### R-22 Condensation in Flat Aluminum Multi-Channel Tubes

Jung-Oh Kim, Jin-Pyo Cho and Nae-Hyun Kim

**Key Words:** Flat Tube(평판관), Micro-Fin(미세핀), Condensation(응축), Multi-Channel(다채널), R-22

#### Abstract

In this study, condensation heat transfer tests were conducted in flat aluminum multi-channel tubes using R-22. Two internal geometries were tested ; one with smooth inner surface and the other with micro-fins. Data are presented for the following range of variables ; vapor quality(0.1~0.9), mass flux(200~600kg/m<sup>2</sup>s) and heat flux(5~15kW/m<sup>2</sup>). The micro-fin tube showed higher heat transfer coefficients compared with those of the smooth tube. The difference increased as the vapor quality increased. Surface tension force acting on the micro-fin surface at the high vapor quality is believed to be responsible. Different from the trends of the smooth tube, where the heat transfer coefficient increased as the mass flux increased, the heat transfer coefficient of the micro-fin tube was independent of the mass flux at high vapor quality, which implies that the surface tension effect on the fin overwhelms the vapor shear effect at the high vapor quality. Present data(except those at low mass flux and high quality) were well correlated by equivalent Reynolds number. Existing correlations overpredicted the present data at high mass flux.

#### 기호설명

A	: 전열면적	(m <sup>2</sup> )
A <sub>c</sub>	: 유로단면적	(m <sup>2</sup> )
b	: 평판관 두께	(m)
C <sub>p</sub>	: 비열	(J/kgK)
d <sub>i</sub>	: 원관내경	(m)
D <sub>h</sub>	: 수력직경(4A <sub>c</sub> /P <sub>w</sub> )	(m)
G	: 질량유속	(kg/m <sup>2</sup> s)
G <sub>eq</sub>	: 동가질량유속 $G[(1-x)+x(\rho_l/\rho_v)^{1/2}]$	(kg/m <sup>2</sup> s)
h	: 열전달계수(식(14))	(W/m <sup>2</sup> K)
h <sub>fg</sub>	: 증발잠열	(J/kg)
k	: 열전도도	(W/mK)

L	: 시험부 길이	(m)
m	: 질량유량	(kg/s)
Nu <sub>Dh</sub>	: 수력직경기준 뉴셀트수	
Pr	: 프란틀수	
P <sub>w</sub>	: 접수둘레	(m)
q	: 열유속	(W/m <sup>2</sup> )
Q	: 전열량	(W)
R <sub>w</sub>	: 관벽열저항	(K/W)
Re <sub>Dh</sub>	: 수력직경기준 레이놀즈수(GD <sub>h</sub> /μ <sub>l</sub> )	
Re <sub>eq</sub>	: 등가레이놀즈수 (G <sub>eq</sub> D <sub>h</sub> /μ <sub>l</sub> )	
t	: 관벽두께	(m)
U	: 총괄열전달계수	(W/m <sup>2</sup> K)
w	: 평판관 폭	(m)
x	: 건도	

\* 인천대학교 대학원 기계공학과

\*\* 회원, 인천대학교 기계공학과

E-mail : knh0001@lion.inchon.ac.kr

TEL : (032)770-8420 FAX : (032)770-8410

그리스문자

Δ T : 온도차

(K)

$\mu$  : 점도 (Ns/m<sup>2</sup>)  
 $\rho$  : 밀도 (kg/m<sup>3</sup>)

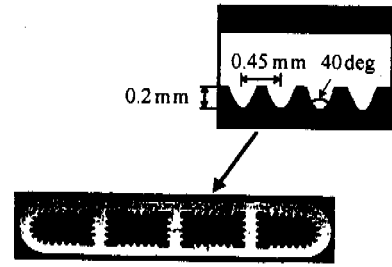
하첨자

- ave : 평균
- b : 혼합 평균
- exp : 실험자료
- eq : 등가
- i : 관내측
- in : 입구
- l : 액체
- lat : 잠열
- lm : 대수평균
- o : 관외측
- out : 출구
- p : 예열기
- r : 냉매
- sat : 포화
- sens : 감열
- t : 전체
- v : 기체
- w : 냉각수 또는 벽면

1. 서론

공조용으로 핀-관 열교환기가 널리 사용되어 왔으나 이들은 생산공정이 복잡하고 핀과 관의 기계적 접촉에 의한 전열 성능의 감소, 원관을 사용하는 데 따른 유동저항 증가, 원관 후방에서의 전열 성능의 감소 등으로 고효율화, 소형화에는 한계가 있다. 최근 제조기술의 발달과 더불어 이러한 단점이 개선된 평판관 열교환기가 개발되었다. 이 열교환기는 납작한 평판관을 사용하여 공기측 유동저항을 줄이는 동시에 관 후방의 전열성능을 개선하였다. 또한 핀과 관을 브레이징하여 접촉저항을 줄이는 동시에 공정자동화를 가능케 하였다. 평판관의 형상은 Fig. 1에 나타나 있는데 알루미늄을 압출하여 제조한다. 평판관 외측에는 루버핀이 장착되어 공기와 열전달을 한다. 그간 평판관 열교환기는 자동차 응축기로 널리 사용되어 왔는데 최근 들어 이를 가정용 공조기에 적용하려는 시도가 있다.

평판관 내의 응축에 대해서는 최근 들어 일부 연구 결과가 발표되었다. Yang과 Webb,<sup>(1)</sup> Webb과 Yang<sup>(2)</sup>은 R-12와 R-134a를 사용하여 내부채널



(a) Micro-fin tube  $D_h = 1.56$  mm



(b) Smooth tube  $D_h = 1.41$  mm

Fig. 1 Flat extruded aluminum tubes tested in this study

이 매끄러운 평활 평판관( $D_h=2.64$  mm)과 미세핀이 가공된 미세핀 평판관( $D_h=1.56$  mm)에 대한 응축 실험을 수행하였다. 그들은 그 결과를 Shah<sup>(3)</sup>와 Akers 등<sup>(4)</sup>의 상관식과 비교하였는데 두 관 모두 Akers 등의 상관식의 예측치와 잘 일치하고 Shah의 상관식은 과대 예측하는 것으로 나타났다. 또한 미세핀 평판관의 응축 열전달계수는 평활 평판관보다 10~60% 가량 높다고 보고하였다. 그 차이는 건도가 높아질수록 커졌는데 이는 높은 건도에서는 미세핀이 증기 중에 노출되고 따라서 핀 주위의 표면장력에 의한 응축효과가 부가되기 때문으로 설명하였다. Ermis와 Webb<sup>(5)</sup>은 수력직경이 다른( $0.44$  mm $\leq D_h \leq 1.56$  mm) 여러 평판관(평활 평판관 및 미세핀 평판관)에 대한 R-134a 응축실험을 통하여 실험결과를 Akers 등이 제안한 등가수력직경을 사용하여 잘 상관시킬 수 있음을 보고하였다. Katsuda<sup>(6)</sup>는 평활 평판관( $0.56$  mm $\leq D_h \leq 1.45$  mm)에 대한 R-134a 실험을 통하여 기존 상관식들이 실험결과를 잘 예측하지 못한다고 보고하였다. 국내에서는 김종수,<sup>(7)</sup> 전창덕 등<sup>(8)</sup>이 평판관에 대한 응축실험을 수행하였다.

평판관의 특징은 수력직경이 작고 채널형상이 사각형이라는데 있다. 채널형상이 평판관과는 다르지만 직경이 작은 원관에 대한 연구도 최근들어 열교환기의 고효율화와 관련되어 많이 수행되고 있다. Webb 등<sup>(9)</sup>은 내경 2.13 mm, 3.25 mm의 원관에 대한 실험에서 응축온도가 높아질수록

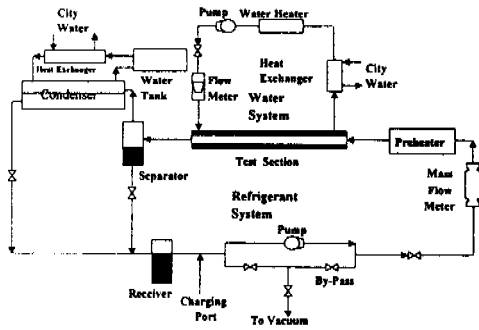


Fig. 2 Schematic drawing of the experimental apparatus

Shah<sup>(3)</sup>상관식이 실험자료를 과대 예측함을 보였고, Dobson 등<sup>(10)</sup>은 내경 4.57 mm의 원관에 대한 R-12와 R-134a 실험에서 기존 상관식들이 실험자료를 적절히 예측하지 못함을 보고하였다. 홍진우 등<sup>(11)</sup>은 내경 3.36 mm와 5.35 mm에 대한 R-22, R-134a와 R-410a 응축실험에서 Cavallini와 Zecchin,<sup>(12)</sup> Haraguchi 등<sup>(13)</sup>의 상관식이 실험결과를 전반적으로 잘 예측하고, 내경 3.36 mm 관의 열전달계수가 5.35 mm 관 보다 큼을 보고하였다.

이와 같이 소구경 원관이나 평판관에 대한 연구는 최근들어 일부 수행되고 있으나 아직 실험자료가 많이 부족한 실정이다. 특히 평판관내 응축에 대해서는 자동차 에어컨을 대상으로 R-12나 R-134a를 사용한 연구가 주로 수행되어 왔고 가정용 공조기를 대상으로 한 R-22 응축에 대한 연구는 거의 없다. 본 연구에서는 가정용 공조기 적용 평판관 열교환기 설계 기술 확립의 일환으로 수력직경이 1.41 mm인 평활 평판관과 수력직경이 1.56 mm인 미세핀 평판관내에서 R-22 응축 실험을 수행하였다. 실험은 냉매 포화온도 45℃, 질량유속 200~600 kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 5~15 kW/m<sup>2</sup> 범위에서 수행되었다. 수력직경의 계산에 사용된 유동단면적과 접수길이는 실물 확대사진으로부터 구하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

시험장치의 개략도 및 시험부의 상세도를 Fig. 2와 3에 나타내었다. 시험부는 길이 455 mm의 환형채널로 구성되고 평판관이 시험부 중앙에 장

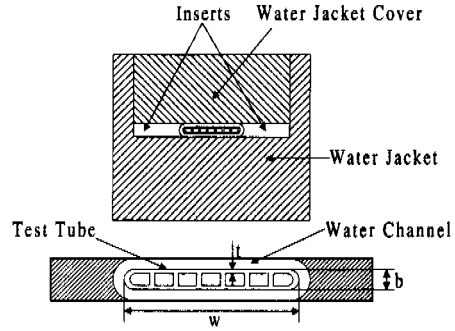


Fig. 3 Detailed drawing of the test section

Table 1 Dimension of the test section

Item	smooth flat tube		micro-fin tube		circular tube	
	tube	annulus	tube	annulus	tube	annulus
w (mm)	18.00	20.30	16.00	18.00	7.92	10.00
b (mm)	1.70	4.20	3.00	5.00	7.92	10.00
A <sub>c</sub> (mm <sup>2</sup> )	14.72	51.58	22.68	39.60	28.27	29.27
A <sub>v</sub> /L(P <sub>w</sub> ) (mm)	41.74	83.97	57.99	77.30	18.82	24.88
D <sub>h</sub> (mm)	1.41	2.46	1.56	2.05	6.00	1.92
t (mm)	0.36	-	0.50	-	0.96	-

Table 2 Instrument specification.

Item	model	range	accuracy
Temperature	Type T 5-Junction Thermopile	200~350 °C	±0.1 °C
Refrigerant Flow Rate	Oval Flow Meter DN25S SS 1	0~3600 kg/hr	±0.02% full scale
Power	Chi Tai Watt Meter 2402A	0~5 kW	±0.1% full scale
Coolant Flow Meter	Float-Type Flow Meter Tokyo Keiso NP-L27	0~2 l/min	±0.1% full scale
Absolute Pressure	Pressure Transducer Setra 280E	0~500 psia	±0.11% full scale

착된다. 냉매는 평판관 내측으로 흐르고 물은 시험부 환형공간으로 흐른다. 시험시 물측의 유속을 가능한 한 높게 하여 물측의 열저항을 작게 하는 것이 필요한데 이는 환형부의 공간을 가능한 한 작게해야 가능하다. 본 연구에서는 환형부의 간격이 1.0 mm로 유지되었다. 시험부의 제원이 Table 1에 나타나 있다.

Fig. 2에 나타나 있듯이 냉매는 관내측으로 일정한 건도를 가지고 유입되어 시험부를 지나가는 동안 환형공간으로 흐르는 냉각수에 의하여 일부 응축된다. 시험부를 나온 2상 냉매는 기액분리기로 가서 액체는 하부에 위치한 리시버로 가고 증기는 상부의 셀-튜브형 응축기의 셀측에 공급된다. 응축기의 튜브측에는 냉각수가 흐르며 냉매 증기를 응축한다. 응축액은 중력에 의하여 리시버에 모아진다. 리시버의 과냉액은 스트레이너를 통과한 후 마그네틱 기어펌프에서 가압되어 질량유량계에서 유량을 측정된 후 예열기로 공급된다. 냉매의 유량은 마그네틱 기어펌프의 토출량을 일부 재순환시켜 조절하고 시험부의 입구 냉매건도는 예열기에 공급되는 열량으로 조절한다. 본 실험장치는 냉매건도, 유량, 그리고 열유속을 각각 독립적으로 조절할 수 있도록 설계되어 있다. 시험부 후방에는 싸이트 글라스를 설치하여 유동을 관측할 수 있도록 하였다. 시험부의 환형공간을 흐르는 냉각수는 관내 응축열을 받아 온도가 올라가는데 이 응축열은 시험부 전방의 환형열교환기에서 수돗물과 열교환으로 제거된다. 냉각수 저장조에는 액침식 히터가 장착되어 냉각수 온도를 조절한다. 냉각수 유량은 펌프와 시험부 사이에 플로트형 유량계에서 측정한다.

온도 측정부위는 모두 다섯 개소로 시험부 평판관의 냉매 입출구 온도, 시험부 냉각수의 입출구 온도, 그리고 예열기 전방의 과냉 냉매온도이다. 온도는 보정된 정밀도가 높은 열전대를 사용하여 측정하였다. 압력 측정 부위는 세 개소로 두 곳의 절대압력과 시험부 전후의 차압을 측정하였다. 압력계 중 하나는 시험부 전방에 설치하여 응축 압력을 측정하고 다른 하나는 예열기 전방에 설치하여 과냉액의 압력을 측정하였다. 이 두 압력은 유동액이 과냉 상태인지 포화 상태인지를 확인하는데 사용되었다. 본 연구에 사용된 계측기와 정밀도가 Table 2에 나타나 있다.

실험 장치는 고압에서 작동하므로 시험부의 기밀을 확인하여야 한다. 기밀시험은 우선 고압 공기를 채워 넣은 후 비눗물을 사용하여 누출 여부를 확인하였고 다음에는 냉매를 채워 넣은 후 할로젠 계측기로 누출여부를 재차 확인하였다. 이렇게 하여 시간당 0.5 kPa 정도로 기밀을 유지할 수 있었다. 냉매 충전은 진공상태에서 주입하였고 냉매 탱크를 뒤집어 놓아 냉매액이 실험장치

안으로 들어가도록 하였다. 실험은 최대 열유속, 최대유량에서 시작하였다. 이 상태에서 1시간 가량 작동시킨 후 아래 절차에 따라 실험을 수행하였다.

- 1) 정해진 질량유속에 유량을 맞춘다.
  - 2) 예열기와 보조 응축기의 냉각수량을 조절하여 시험부 입구 건도를 맞춘다. 건도가 바뀌면 압력손실도 변화하므로 1)과 2)를 반복 작업하여 원하는 질량유속과 건도를 맞춘다.
  - 3) 시험부 환형 공간을 흐르는 냉각수의 유량을 1 l/min로 맞춘다.
  - 4) 수순환회로의 액침형 히터를 작동시켜 냉각수의 온도를 올림으로써 시험부 열유속을 감소시키며 실험을 수행한다.
  - 5) 건도를 바꾸어 2)~4)를 반복 수행한다.
  - 6) 질량유속을 바꾸어 1)~5)를 반복 수행한다.
- 위와 같이 하여 열유속 5 kW/m<sup>2</sup> 에서 15 kW/m<sup>2</sup>, 건도 0.1에서 0.9, 질량유속 200 kg/m<sup>2</sup>s 에서 600 kg/m<sup>2</sup>s 사이의 응축실험자료를 얻었다.

### 3. 자료처리

시험부내의 전열량은 냉각수 측의 열정산에 따라 아래 식으로 구해진다.

$$Q_t = m_w c_{pw} (T_{w, out} - T_{w, in}) \quad (1)$$

시험부 입구의 냉매 건도  $x_{in}$ 은 예열기에서의 열정산에 의해 구해진다. 예열기에서의 공급열량은 감열량과 잠열량으로 구성된다.

$$Q_p = Q_{sens} + Q_{lat} \quad (2)$$

$$Q_{sens} = m_r c_{pr} (T_{sat} - T_{p, in}) \quad (3)$$

$$Q_{lat} = m_r h_{fg} x_{in} \quad (4)$$

위 식들로부터  $x_{in}$ 은 다음과 같다.

$$x_{in} = \frac{1}{h_{fg}} \left[ \frac{Q_p}{m_r} - c_{pr} (T_{sat} - T_{p, in}) \right] \quad (5)$$

시험부를 지나는 동안 건도 변화는 다음과 같다.

$$\Delta x = \frac{Q_t}{m_r h_{fx}} \quad (6)$$

따라서 시험부에서의 평균 건도는 다음과 같다.

$$x_{ave} = x_{in} - \frac{\Delta x}{2} \quad (7)$$

냉매측 열전달계수는 종합열전달계수  $U_o$  와 관외측 열전달계수  $h_o$  로부터 아래 식으로 구해진다. 여기서  $A_m$ 은 관벽 중간 위치에서의 전열 면적이다.

$$Q_t = U_o A_o \Delta T_{lm} = h_i A_i \Delta T_i = h_o A_o \Delta T_o \quad (8)$$

$$h_i = \frac{1}{\left[ \frac{1}{U_o} - \frac{1}{h_o} \right] \frac{A_i}{A_o} - \frac{t A_i}{k A_m}} \quad (9)$$

관외측 환형 공간에서의 열전달계수  $h_o$  는 Wilson plot을 사용하여 구한다. Wilson plot은 종합열전달계수로부터 관내측과 외측의 열전달계수를 도식적으로 구하는 방법으로 관벽온도를 측정하지 않고도 열전달계수를 구할 수 있어 관벽온도의 측정이 어려운 경우에 널리 사용된다. 본 연구에서는 수정된 Wilson plot<sup>(14)</sup>을 사용하여 관외측 열전달계수를 구하였다. 실험은 관외측의 유량과 온도를 일정하게 하고 관내측의 유속을 바꿔가며 수행하고, 다시 관외측의 유량을 변화시키면서 반복적으로 수행하였다.

#### 4. 실험결과

평판관을 시험하기에 앞서 실험장치의 신뢰도를 확인하고자 내경 6.0 mm 원관에 대한 실험을 우선 수행하였다.

##### 4.1 관외측 열전달계수

본 연구에서는 전술한 바와 같이 수정된 Wilson plot법을 사용하여 관외측 열전달계수를 레이놀즈수의 함수로 도출하였다. 관외측에는 난류를 촉진시키기 위하여 직경 3 mm의 니크롬선

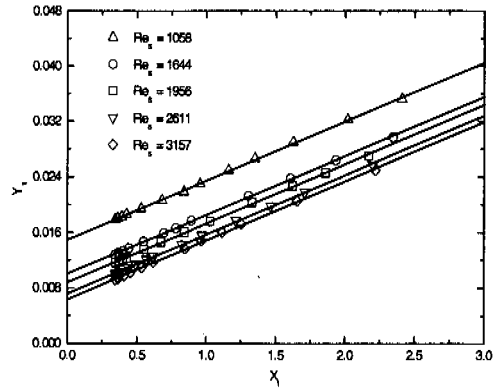


Fig. 4 Modified wilson plot of the I.D =6.0mm circular tube

을 3 mm 간격으로 감았다. Fig. 4에 평활 평판관의 Wilson plot 시험 결과가 보여진다. 여기서  $X_1$  과  $Y_1$ 은 실험자료로부터 레이놀즈수의 지수와 바레상수를 구하기 위한 매개 변수들로 아래 식으로 표현된다.

$$X_1 = \frac{(\mu_b/\mu_w)_o^{0.11}/(\mu_b/\mu_w)_i^{0.25}}{[k(Re_{Dh}^{0.87} - 280)Pr^{0.4}/D_h]_i} \quad (10)$$

$$Y_1 = \left(\frac{1}{UA} - R_w\right)(\mu_b/\mu_w)_o^{0.11} \quad (11)$$

Wilson plot으로 구한 각 관의 관외측의 열전달 상관계수는 다음과 같다.

$$\text{원관} : Nu_{Dh} = 0.056 Re_{Dh}^{0.78} Pr^{1/3} \quad (12)$$

$$\text{평활 평판관} : Nu_{Dh} = 0.174 Re_{Dh}^{0.64} Pr^{1/3} \quad (13)$$

$$\text{미세핀 평판관} : Nu_{Dh} = 0.314 Re_{Dh}^{0.58} Pr^{1/3} \quad (14)$$

실험시 관내측과 관외측의 열수지는 5% 내에 서 일치하였다.

#### 4.2 응축 실험 결과

##### 4.2.1 원관 응축 실험

내경 6.0 mm 원관 내의 응축 실험을 질량유속 100~400 kg/m<sup>2</sup>s 범위에서 수행하였다. 이 때 포화온도는 45℃, 열유속은 10 kW/m<sup>2</sup>으로 유지하였다. 질량유속은 마그네틱 기어펌프를 흐르는 냉매의 일부분을 우회시켜 조절하였다. 환형부를 흐르는 냉각수 유량은 1 l/min (Re=1800)로 일정

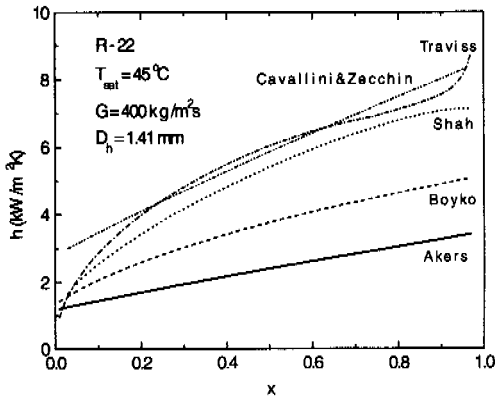


Fig. 5 Comparison between different condensation correlations

하게 유지하였고 응축온도는 시험부 후방에 위치한 응축기의 관내측을 흐르는 브라인(brine)의 온도와 유량을 조절하여 일정하게 유지하였다.

응축실험 결과는 기존 상관식들에 의한 예측치와 비교함으로써 상관식의 적용 가능성을 판단할 수 있다. 관내 응축 열전달계수를 예측하는 상관식은 그간 다수 개발되었는데 크게 성층류 상관식과 환상류 상관식으로 구별된다. 성층류 상관식은 증기유속이 낮아 유동이 중력에 의해 지배되는 성층류 영역에 적용 가능한 상관식으로 Chato,<sup>(15)</sup> Jaster와 Kosky<sup>(16)</sup> 등의 상관식이 있다. 증기 유속이 커지면 증기와 액체의 계면 전단응력이 커지고 환상류가 형성되는데 이 영역에 적용 가능한 상관식으로 Traviss 등,<sup>(17)</sup> Cavallini와 Zecchin,<sup>(12)</sup> Shah,<sup>(3)</sup> Boyko와 Kruzhilin,<sup>(18)</sup> Akers 등<sup>(4)</sup> 이 있다. 이들 상관식의 예측치는 서로 매우 다른 값을 보이는데 본 실험조건(R-22, 45 °C 응축, G=400 kg/m<sup>2</sup>s, D<sub>h</sub>=1.41 mm)에서의 예측치가 Fig. 5에 보여진다. 이 그림은 Shah<sup>(3)</sup>의 예측치가 Akers 등<sup>(4)</sup>의 예측치의 2배 정도 됨을 보여준다.

Fig. 6은 질량유속에 따른 응축열전달계수를 보여준다. 이 그림은 건도가 증가할수록, 질량유속이 증가할수록 열전달계수가 증가함을 보여 주는데 이는 관내 응축의 일반적 경향이다.<sup>(19)</sup> Fig. 7에 본 실험자료를 Shah<sup>(3)</sup>의 상관식과 비교한 결과가 나타나 있다. 이 그림은 Shah의 상관식이 실험결과를 낮은 질량유속(G=100 kg/m<sup>2</sup>s)에서는 30% 가량 과소예측하고, 높은 질량유속(G=400 kg/m<sup>2</sup>s)에서는 30% 가량 과대예측함을 보인다.

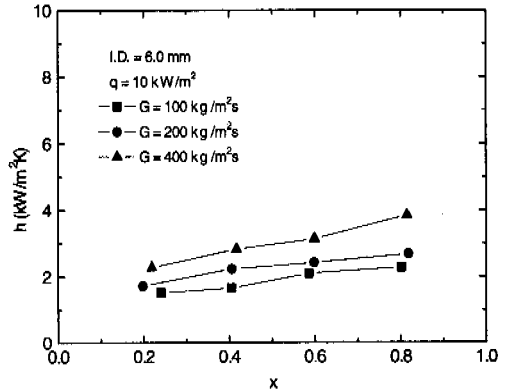


Fig. 6 Condensation heat transfer coefficients in the 6.0 mm I.D. circular tube showing the effect of mass flux.

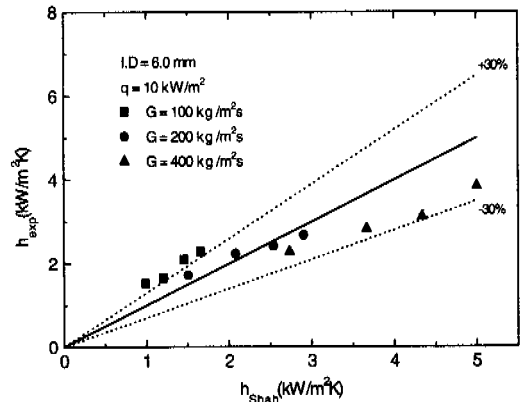


Fig. 7 Condensation heat transfer coefficients of the 6.0 mm I.D. circular tube compared with those predicted by Shah<sup>(3)</sup> correlation

Shah의 상관식은 물, R-11, R-12, R-22 등의 실험 자료를 토대로 개발된 실험식으로 내경 7 mm 이상의 관에서 냉매의 응축 성능예측에 많이 활용되는 식이다. 본 실험결과와 경향이 다소 차이는 나는 것은 본 실험에 사용된 관의 내경이 6mm로 Shah의 상관식 범위를 벗어나기 때문으로 판단된다.

#### 4.2.2 평판관내 응축 실험

Fig. 1의 두 종류 평판관에 대하여 열유속 5~15 kW/m<sup>2</sup>, 질량유속 200~600 kg/m<sup>2</sup>s 범위에서 응축실험을 수행하였다. 열유속은 시험부 환형부를 흐르는 냉각수 온도를 조절하여 변화시켰다.

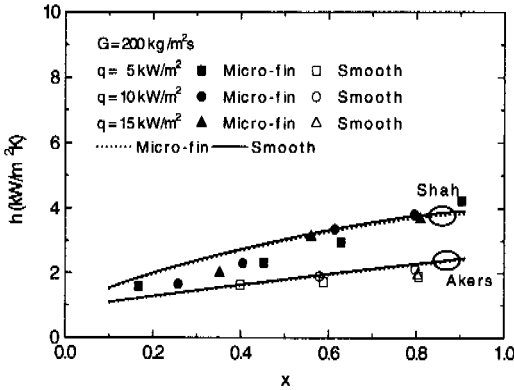


Fig. 8 Condensation heat transfer coefficients of the flat tubes at  $G=200 \text{ kg/m}^2$ s

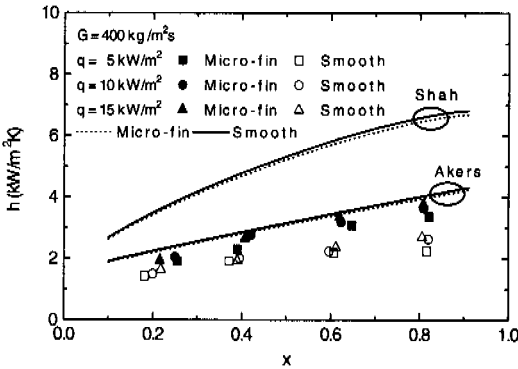


Fig. 9 Condensation heat transfer coefficients of the flat tubes at  $G=400 \text{ kg/m}^2$ s

이때 환형부를 흐르는 냉각수 유량은  $1 \text{ l/min}$  (평활 평판관 :  $Re=1200$ , 미세핀 평판관 :  $Re=1300$ )로 일정하게 유지하였고, 응축온도는  $45^\circ\text{C}$ 로 유지하였다. Kline과 McClintock<sup>(20)</sup>의 방법에 따라 응축 열전달계수에 대한 오차해석을 수행하였다. 오차는  $6.0\sim 11.3\%$  되었고, 건도가 낮아질수록 오차는 증가하였다. 또한 평판관 내벽온도와 냉매와의 온도차는  $2\text{K}$ 에서  $9\text{K}$ 정도 되었는데 이 온도차는 열유속이 감소할수록, 건도가 증가할수록 감소 하였다. 이때, 평판관 내벽온도는 실험자료로부터 추산하였다.

Fig. 8은 질량유속  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때의 평활 평판관과 미세핀 평판관의 응축열전달계수를 보여준다. 이 그림은 미세핀 평판관의 열전달계수가 평활 평판관보다 평균  $50\%$  높고 건도가 커질수록 그 차이는 커짐을 보인다. 이는 고건도 영역에서는 미세핀이 증기에 노출되고 따라서 표면장

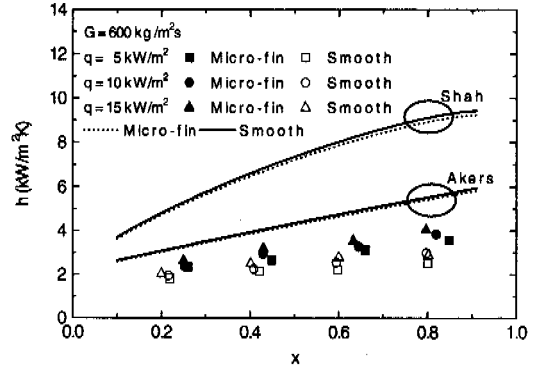


Fig. 10 Condensation heat transfer coefficients of the flat tubes at  $G=600 \text{ kg/m}^2$ s

력이 미세핀 주위의 응축을 촉진하기 때문에 판단된다. Fig. 8은 실험자료가 Shah<sup>(3)</sup>와 Akers 등<sup>(4)</sup>의 상관식 사이에 위치하고 열유속의 영향은 크지 않음을 보여준다. 이는 환상류 유동의 전형적인 특성으로 환상류에서는 액막을 통하여 열전달이 이루어지므로 열유속의 영향이 없는 것으로 알려져 있다. 본 실험범위를 Breber 등<sup>(21)</sup>의 유동양식 선도와 비교해 본 결과 모두 환상류 영역에 속함을 확인할 수 있었다. Fig. 8에 미세핀 평판관의 예측치(가는실선)가 평활 평판관의 예측치(굵은실선)보다 다소 낮음을 보이는데, 이는 Shah와 Akers 등의 상관식이 수력직경이 커지게되면 열전달계수를 작게 예측하기 때문으로, 미세핀 평판관의 수력직경( $D_h=1.56 \text{ mm}$ )은 평활 평판관( $D_h=1.41 \text{ mm}$ )보다 다소 크다.

Fig. 9는 질량유속  $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서의 결과이다. 이 그림도 미세핀의 열전달계수가 평활관보다 평균  $38\%$  높음을 보여준다. Fig. 8과 마찬가지로 고건도로 갈수록 두 관의 열전달계수의 차이가 증가함을 보이는데 그 차이는 질량유속  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  경우보다는 크지 않음을 알 수 있다. Shah와 Akers 등의 상관식은 실험자료를  $2\sim 200\%$  과대 예측함을 보이는데 Yang과 Webb<sup>(1)</sup>도 유사한 결과를 보고하였다. 열유속의 영향은 크지 않다.

Fig. 10은 질량유속  $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 의 결과로 Figs. 8,9과 마찬가지로 미세핀의 열전달계수가 평균  $29\%$  크고 열유속의 영향은 별로 없음을 보여준다. Shah와 Akers 등의 상관식은 실험자료를  $30\sim 350\%$  과대 예측한다. 이는 앞서 말한 바와 같이 Shah와 Akers 등의 상관식은 내경  $7 \text{ mm}$  이상의

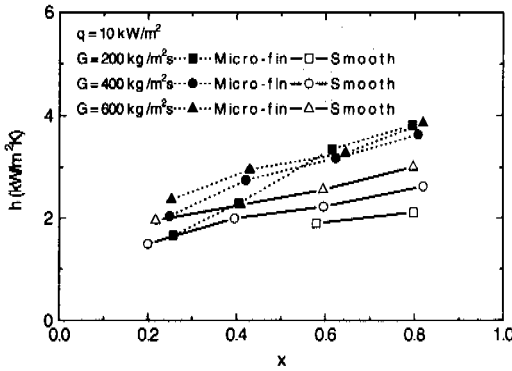


Fig. 11 Condensation heat transfer coefficients tubes showing the effect of mass flux

실험자료를 토대로 만들어진 상관식으로, 본 실험의 대상인 수력직경이 작은 평판관의 결과는 적절히 예측하지 못하는 것으로 판단된다.

Fig. 11은 열유속 10 kW/m²에서의 평판관의 열전달계수를 보여준다. 이 그림은 미세핀 평판관의 열전달계수가 평활 평판관보다 30~50% 크고 그 차이는 건도가 증가할수록 커짐을 보인다. 이는 Yang과 Webb<sup>(1)</sup>이 지적하였듯이 고건도 영역에서 핀의 응축효과 때문으로 판단된다. Fig. 11은 또한 미세핀 평판관의 열전달계수의 경향이 평활 평판관과는 다름을 보여준다. 평활 평판관에서는 건도와 질량유속이 증가할수록 열전달계수가 증가하는 경향을 보여주나 미세핀 평판관에서는 낮은 건도에서는 그 경향이 평활 평판관과 유사하나 건도 0.6 이상에서는 질량유속에 관계없이 열전달계수가 일정함을 보인다. 전술한 바와 같이 건도가 높아지면 미세핀이 증기에 노출되고 따라서 표면장력에 의한 핀 주위의 응축효과가 대류응축에 추가된다. 만일 표면장력에 의한 응축이 지배적이라면 열전달계수는 질량유속에 관계없이 일정할 것이고 본 실험결과는 이 경우에 해당된다고 판단된다. Yang과 Webb<sup>(1)</sup>도 유사한 결과를 보고한 바 있다.

Yang과 Webb<sup>(1)</sup>은 그들의 실험결과를 Akers 등<sup>(4)</sup>이 제안한 등가레이놀즈수(\$Re\_{eq}\$)로 상관시킬 수 있음을 보여주었다. Fig. 12는 본 실험결과를 등가레이놀즈수로 정리한 결과이다. 이 그림은 낮은 질량유속(\$G=200\$ kg/m²s)에서 높은 건도(\$x \ge 0.6\$)의 자료를 제외하고는 등가레이놀즈수로 잘 상관됨을 보인다. 낮은 질량유속의 높은 건도에서는

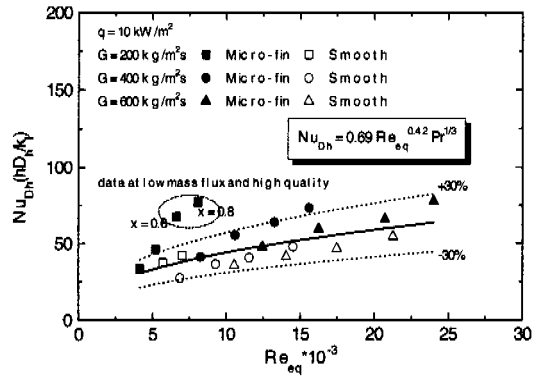


Fig. 12 Present condensation data shown as a function of equivalent Reynolds number

핀에 의한 응축효과가 고려되어야 할 것이다. 낮은 질량유속의 고건도 자료를 제외한 실험결과를 등가레이놀즈수로 상관시키면 아래 식과 같이 된다.

$$Nu_{Dh} = 0.69 Re_{eq}^{0.42} Pr^{1/3} \quad (15)$$

식 (15)는 본 실험결과와 ± 30% 내에서 일치한다.

### 5. 결론

본 연구에서는 두 종류의 평판관 (수력직경 1.41 mm의 평활 평판관과 1.56 mm인 미세핀 평판관)에 대하여 질량유속 \$200\$ kg/m²s ≤ \$G\$ ≤ \$600\$ kg/m²s, 열유속 \$5\$ kW/m² ≤ \$q\$ ≤ \$15\$ kW/m², 건도 \$0.1 < x < 0.9\$ 범위에서 R-22 응축실험을 수행하였다. 주된 연구결과는 다음과 같다.

- (1) 미세핀 평판관의 열전달계수는 평활 평판관보다 30~50% 크고 건도가 증가할수록 그 차이는 증가하였다. 이는 고건도 영역에서 핀에 의한 응축 촉진효과가 부가되기 때문으로 판단된다.
- (2) 미세핀 평판관의 열전달계수는 평활 평판관과는 달리 고건도 영역에서 질량유속과 무관하게 일정한 값을 보인다. 이도 역시 고건도에서 핀에 의한 응축 촉진효과가 대류효과보다 지배적이기 때문으로 판단된다.
- (3) 낮은 질량유속의 고건도 실험자료를 제외하면 본 실험결과는 등가 레이놀즈수로 잘 상관된다. 낮은 질량유속의 고건도 실험자료를 예측하



려면 편에 의한 응축속진의 효과가 고려되어야 할 것으로 사료된다.

(4) 기존 상관식들은 높은 질량유속에서 본 실험결과를 과대 예측한다.

## 후 기

본 연구는 한국학술진흥재단의 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Yang, C-Y. and Webb, R. L., 1996, "Condensation of R-12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and Without Microfins," *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 39, No. 4, pp. 791~800.
- (2) Webb, R. L. and Yang, C-Y., 1995, "A Comparison of R-12 and R-134a Condensation inside Small Extruded Aluminum Plain and Micro-Fin Tubes," C4961053195, *IMEchE*, pp. 77~86.
- (3) Shah, M. M., 1979, "A General Correlation For Heat Transfer During Film Condensation in Tubes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 22, No. 4, pp. 547~556.
- (4) Akers, W.W., Deans, H.A. and Crosser, O.K., 1959, "Condensation Heat Transfer within Horizontal Tubes," *Chem. Eng. Prog. Symp. Series*, Vol. 55, No. 29, pp. 171~176.
- (5) Ermis, K. and Webb, R. L., 1998, "Effect of Hydraulic Diameter on Condensation of R-134a in Flat Extruded Aluminum Tubes," *submitted to J. Heat Transfer*.
- (6) Katsuta, M., 1994, "The Effect of a Cross-Sectional Geometry on the Condensation Heat Transfer Inside Multi-Pass Tubes," *Proc of WTPF*, Vol. 2, pp. 146~157, AFERC, POSTECH.
- (7) 김중수, 1996, "알루미늄 편평 압출관내 R-134a의 응축열전달 및 압력손실," 대한기계학회 1996년 추계학술대회 논문집 B, pp. 755~762.
- (8) 전창덕, 정재원, 이진호, 1997, "다채널 평판관의 응축 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험," 공기조화 냉동공학 논문집, 제9권, 제3호, pp. 376~388.
- (9) Webb, R. L., Zhang, M. and Narayanamurthy, R., 1998, "Condensation Heat Transfer in Small Diameter Tubes," *Heat Transfer 1998, Proceedings of 11th IHTC*, Vol. 6, Aug. 23~28, Kyongju, Korea.
- (10) Dobson, M. K., Chato, J. C., Hinde P. K. and Wang, S. P., 1994, "Experimental Evaluation of Internal Condensation of R-12 and R-134a," *ASHRAE Trans.*, No-94-5-3, pp. 744~754.
- (11) 홍진우, 정진호, 김기수, 노건상, 오후규, 1999, "소구경 관내 응축 전열 특성에 관한 연구," 대한기계학회 춘계학술대회 논문집 B, *KSME 99S262*, pp. 581~586.
- (12) Cavallini, A., and Zecchin, R., 1971, "High Velocity Condensation of Organic Refrigerants inside Tubes," *Proceeding of 8th International Congress of Refrigeration*, Brussels, Belgium, Vol 2, pp. 193~200.
- (13) Haraguchi, E., Koyama, H. and Fujii, S., 1994, "Condensation of Refrigerant HCFC-22, HFC-134a and HCFC-123 in a Horizontal Smooth Tube," *Trans. JSME*, Vol. 60, no. 574, pp. 2117~2116.
- (14) Briggs, D. E., and Young, E. H., 1969, "Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Transfer Correlations for Shell and Tube Heat Exchangers," *Chem. Eng. Prog. Symp. Series*, Vol. 65, No. 92, pp. 45~45.
- (15) Chato, J. C., 1962, "Laminar Condensation inside Horizontal and Inclined Tubes," *J. Am. Soc. Heating Refrig. Aircond. Engrs.*, Vol. 4, pp. 52.
- (16) Jaster, H. and Kosky, P. G., 1976, "Condensation in a Mixed Flow Regime," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 19, pp. 95~99.
- (17) Traviss, D. P., Rohsenow, W. M., and Baron, A. B., 1973, "Forced-Convection Condensation inside Tubes," *ASHRAE Transaction*, Vol. 79, Pt.1, pp. 157~165.
- (18) Boyko, L. D., and Kruzhilin, G. N., 1967, "Heat Transfer and Hydraulic Resistance during Condensation of Steam in a Horizontal Tube and in a Bundle of Tubes," *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 10, pp. 361~373.
- (19) Collier, J. G., and Thome, J. R., 1994, "Convective Boiling and Condensation," Oxford

University Press.

- (20) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "The Description of Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~9.
- (21) Breber, G., Palen, J. W., and Taborek, J., 1980, "Prediction of Horizontal Tubeside Condensation of Pure Components Using Flow Regime Criteria," *J. Heat Transfer*, Vol. 102, pp. 471~476.