

# 알루미늄 다채널 평판관내 R-22 증발에 관한 실험적 연구

김정오\* · 조진표\* · 김종원\* · 정호종\* · 김내현\*\*

## An Experimental study on R-22 Evaporation in Flat Aluminum Multi-Channel Tubes

Jung-Oh Kim, Jin-Pyo Cho, Jong-Won Kim, Ho-Jong Jeong and Nae-Hyun Kim

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

### Abstract

In this study, evaporation 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(100~600kg/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. Results showed that, for the smooth tube, the effects of mass flux, quality and heat flux were not prominent, and existing correlations overpredicted the data. For the micro-fin tube at low quality, the heat transfer coefficient increased as heat flux increased. However, the trend was reversed at high quality. Kandlikar's correlation predicted the low mass flux data, and Shah's correlation predicted the high mass flux data. The heat transfer coefficient of the micro fin tube was approximately two times larger than that of the plain tube. New correlation was developed based on present data.

### 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>h</sub>	: 수력직경(4A <sub>c</sub> /P <sub>w</sub> )	(m)
G	: 질량유속	(kg/m <sup>2</sup> s)
h	: 열전달계수(식(14))	(W/m <sup>2</sup> K)
h <sub>fg</sub>	: 증발잠열	(J/kg)
h <sub>t</sub>	: 단상열전달계수	(W/m <sup>2</sup> K)
h <sub>TP</sub>	: 2상열전달계수	(W/m <sup>2</sup> K)
k	: 열전도도	(W/mK)
L	: 시험부 길이	(m)
m	: 질량유량	(kg/s)

Nu <sub>Dh</sub>	: 수력직경기준 너셀트수
Pr	: 프란틀수
P <sub>w</sub>	: 점수둘레 (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>TP</sub>	: 2상 레이놀즈수 (GD <sub>h</sub> /μ <sub>l</sub> )
t	: 관벽두께 (m)
U	: 총괄열전달계수 (W/m <sup>2</sup> K)
w	: 평판관 폭 (m)
x	: 건도
X <sub>tt</sub>	: Lockhart-Martinelli parameter

$$\left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_l}{\mu} \right)^{0.1}$$

\* 인천대학교 대학원 기계공학과

\*\* 인천대학교 기계공학과

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

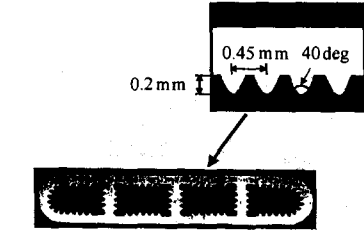
하첨자

ave : 평균  
 b : 혼합 평균  
 exp : 실험자료  
 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 : 고온수 또는 벽면

1. 서론

공조용으로 핀-관 열교환기가 널리 사용되어 왔으나 이들은 생산공정이 복잡하고 핀과 관의 기계적 접촉에 의한 전열 성능의 감소, 원관을 사용하는데 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. 하지만 평판관 내의 증



(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.

발에 대한 연구 결과는 거의 없는 형편이다. 수력직경이 작고 채널형상이 사각형인 평판관과는 달리 직경이 작은 원관의 증발열전달에 대한 연구는 최근 들어 열교환기의 고효율화와 관련되어 일부 연구결과가 발표되었다. Yan 등<sup>(1)</sup>은 내경 2.0mm의 수평 원관에서 R-134a의 증발실험을 수행하였는데, 그들의 실험자료는 기존의 상관식들의( $d_i \geq 8.0$ mm) 예측치 보다 30~80% 큼을 보고하였다. Oh 등<sup>(2)</sup>도 내경 2.0mm의 수평원관의 R-134a의 증발실험을 수행하였는데 기존의 상관식들은 실험자료를 적절히 예측하지 못함을 보고하였다. 마찬가지로 황윤옥 등<sup>(3)</sup>도 내경 2.2mm의 증발실험을 수행하였는데 Gungor와 Winterton<sup>(4)</sup>의 상관식의 예측치가 실험자료를 최대 50% 이상 과대 예측함을 보였다.

이와 같이 소구경 원관이나 평판관에 대한 연구는 최근 들어 일부 수행되고 있으나 아직 실험자료가 많이 부족한 형편이다. 특히 평판관내 증발에 대한 연구는 거의 없는 형편이다. 따라서 본 연구에서는 수력직경이 1.41 mm인 평판관과 수력직경이 1.56 mm인 미세핀 평판관내에서 R-22 증발실험을 수행하였다. 실험은 냉매 포화온도 15°C, 질량유속 100~600 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

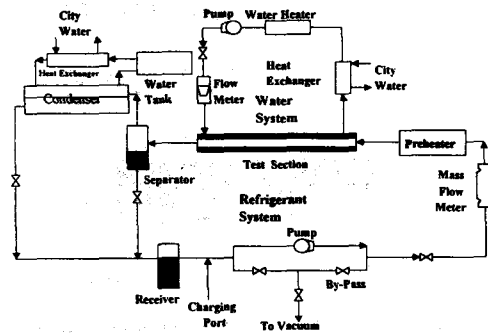


Fig. 2 Schematic drawing of the experimental apparatus.

시험장치의 개략도 및 시험부의 상세도를 Fig. 2와 3에 나타내었다. 시험부는 길이 455 mm의 환형채널로 구성되고 평판관이 시험부 중앙에 장착된다. 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 고온수에 의하여 일부 증발된다. 시험부를 나온 2상 냉매는 기액분리기로 가서 액체는 하부에 위치한 리시버로 가고 증기는 상부의 쉘-튜브형 응축기의 쉘측에 공급된다. 응축기의 튜브측에는 저온의 브라인이 흐르며 냉매증기를 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 환형 공간을 흐르는 고온수는 관내 증발열을 받아 온도가 내려가는데 이 증발열은 시험부 전

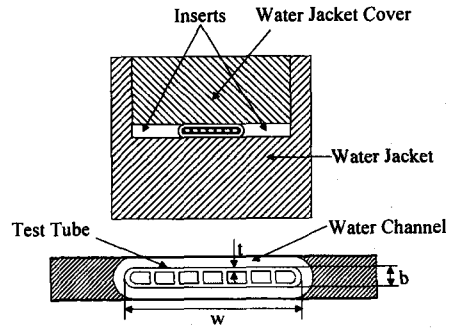


Fig. 3 Detailed drawing of the test section.

Table 1 Dimension of the test section.

Item	smooth flat tube		micro-fin tube	
	tube	annulus	tube	annulus
w (mm)	18.00	20.30	16.00	18.00
b (mm)	1.70	4.20	3.00	5.00
$A_c$ (mm <sup>2</sup> )	14.72	51.58	22.68	39.60
$A_s/L(P_w)$ (mm)	41.74	83.97	57.99	77.30
$D_h$ (mm)	1.41	2.46	1.56	2.05
t (mm)	0.36	-	0.50	-

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

방의 환형열교환기와 고온수 저장조의 액침식 히터로 고온수의 온도를 조절한다. 고온수 유량은 펌프와 시험부 사이에 플로트형 유량계에서 측정한다.

온도 측정부위는 모두 다섯 개소로 시험부 평판관의 냉매 입출구 온도, 시험부 고온수의 입출구 온도, 그리고 예열기 전방의 과냉 냉매온도이

다. 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 증발 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 할로겐 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 고온수의 유량을 1 l/min로 맞춘다.
  - 4) 수순환회로의 액침형 히터를 작동시켜 고온수의 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 100 kg/m<sup>2</sup>s 에서 600 kg/m<sup>2</sup>s 사이의 증발실험자료를 얻었다.

### 3. 자료처리

시험부내의 전열량은 고온수 측의 열정산에 따라 아래 식으로 구해진다.

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

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

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

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

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

윗 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.

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

따라서 시험부에서의 평균 건도는 다음과 같다.

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

냉매측 열전달계수는 총합열전달계수  $U_o$ 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 총합열전달계수로부터 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>(5)</sup>을 사용하여 관

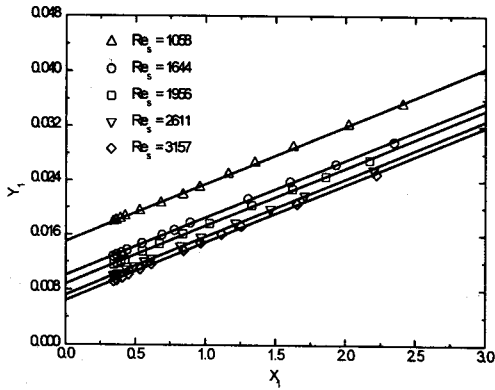


Fig. 4 Modified Wilson plot of the plain flat tube.

외측 열전달계수를 구하였다. 실험은 관외측의 유량과 온도를 일정하게 하고 관내측의 유속을 바꿔가며 수행하고, 다시 관외측의 유량을 변화시키면서 반복적으로 수행하였다.

#### 4. 실험결과

R-22 증발실험이 포화온도 15°C, 열유속 5 kW/m<sup>2</sup> 에서 15 kW/m<sup>2</sup>, 건도 0.1에서 0.9, 질량유속 100 kg/m<sup>2</sup>s 에서 600 kg/m<sup>2</sup>s 범위에서 수행되었다. 증발실험은 시험부에서 증발을 일으키기 위하여 관외측에 고온수를 공급하고 포화온도를 맞추기 위하여 응축기 내로 저온의 브라인을 공급한다.

##### 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 니크롬선을 3 mm 간격으로 감았다. Fig. 4에 평활 평판관의 Wilson plot 시험 결과가 보여진다. 여기서 X<sub>1</sub>과 Y<sub>1</sub>은 실험자료로부터 레이놀즈수의 지수와 비례상수를 구하기 위한 매개 변수들로 아래 식으로 표현된다.

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

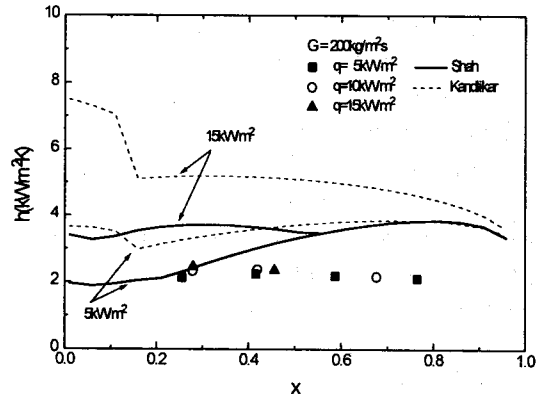


Fig. 5 Evaporation heat transfer coefficients of the plain flat tube at  $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

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

Wilson plot으로 구한 각 관의 관외측의 열전달 상관식은 다음과 같다.

$$\text{평활 평판관} : Nu_{Dh} = 0.174 Re_{Dh}^{0.64} Pr^{1/3} \quad (12)$$

$$\text{미세핀 평판관} : Nu_{Dh} = 0.314 Re_{Dh}^{0.58} Pr^{1/3} \quad (13)$$

실험시 관내측과 관외측의 열수지는 5% 내에서 일치하였다.

#### 4.2 증발 실험 결과

##### 4.2.1 평활 평판관 증발 실험

Fig. 5 ~ Fig. 7에 평활 평판관에 대한 증발 실험자료가 보여진다. 증발실험은 질량유속 200 kg/m<sup>2</sup>s 에서 600 kg/m<sup>2</sup>s 범위에서 수행되었다. Fig. 5는 질량유속 200 kg/m<sup>2</sup>s 에서의 실험결과이다. 이 그림은 열전달계수가 건도에 관계없이 거의 일정한 값을 보이고 또한 열유속의 영향도 그다지 크지 않음을 보인다. Fig. 5에는 열유속 5 kW/m<sup>2</sup> 과 15 kW/m<sup>2</sup>에서 Shah<sup>(6)</sup>와 Kandlikar<sup>(7)</sup>의 상관식에 의한 예측치도 나타나 있는데 두 상관식 모두 실험결과를 과대 예측함을 보인다. Kandlikar의 상관식의 예측치는 Shah의 상관식의 예측치보다 높은 값을 보인다. Fig. 6에는 질량유속 400 kg/m<sup>2</sup>s 의 결과가 나타나 있다. 이 그림도 역시 건도에 따른 변화와 열유속에 따른 변화가 거의 없음을 보인다. 또한 상관식들은 실험결과

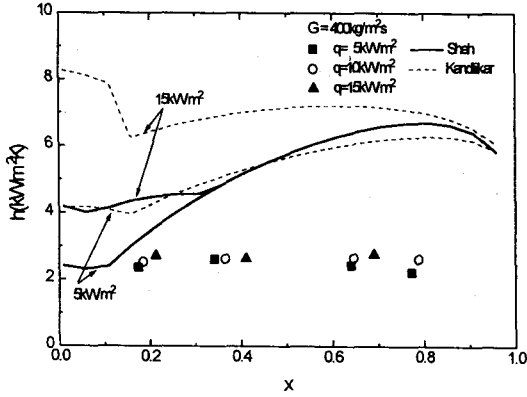


Fig. 6 Evaporation heat transfer coefficients of the plain flat tube at  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

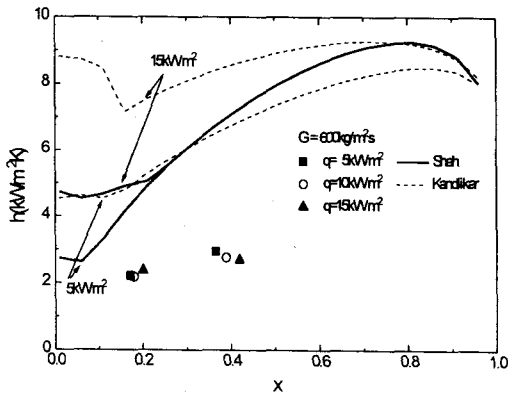


Fig. 7 Evaporation heat transfer coefficients of the plain flat tube at  $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

를 과대 예측함을 알 수 있다. Fig. 7에는 질량유속  $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 의 결과가 보인다. 이 그림은 건도가 증가할수록 열전달계수가 증가함을 보이고, 열유속의 영향은 그다지 크지 않음을 보인다. 이 그림 또한 실험결과가 상관식의 예측치보다 작음을 보인다. 평활 평판관의 실험결과는 전반적으로 열유속의 영향은 그다지 크게 나타나지 않고 열전달계수가 상관식의 예측치보다 작음을 보이는데 Oh 등<sup>(2)</sup>도 내경 2mm의 실험에서 유사한 결과를 얻었다. Fig. 8에는 본 실험의 결과를  $X_{ff}$ 와  $Re_{TP}$ 로 상관한 결과가 나타나 있다.

$$\frac{h_{TP}}{h_l} = 0.31 X_{ff}^{-0.43} Re_{TP}^{-0.64} \quad (14)$$

$$7.0 \times 10^{-2} \leq X_{ff} \leq 9 \times 10^{-1}, 1.5 \times 10^3 \leq Re_{TP} \leq 5 \times 10^3$$

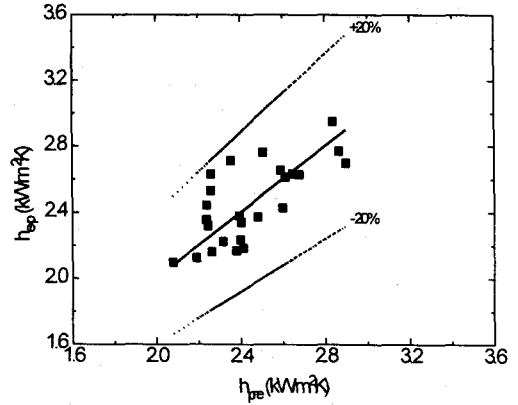


Fig. 8 Evaporation heat transfer correlation of the plain flat tube.

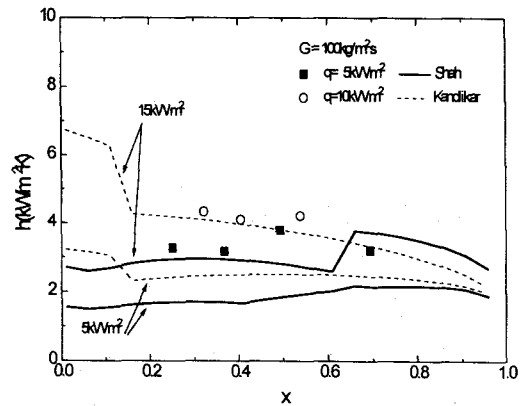


Fig. 9 Evaporation heat transfer coefficients of the micro fin flat tube at  $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

$$h_l = 0.023 \frac{k_l}{D} \left( \frac{GD(1-x)}{\mu_l} \right)^{0.8} Pr_l^{0.4} \quad (15)$$

$$Re_{TP} = \frac{GD}{\mu_l} \quad (16)$$

Fig. 8은 식(14)이 대부분의 실험자료를  $\pm 20\%$  이내에서 예측함을 보이고 있다.

#### 4.2.2 미세핀 평판관 증발 실험

Fig. 9 ~ Fig. 12에 미세핀 평판관에 대한 실험 결과가 나타나 있다. Fig. 9는 질량유속  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서의 결과인데 열유속이 증가할수록 열전달계수가 증가함을 보인다. 건도에 따른 변화는 그다지 크지 않음을 알 수 있다. 이 그림에는 상관식들에 의한 예측치도 나타나 있는데 실험결과를 과소 예측함을 보인다. Fig. 10은 질량유속

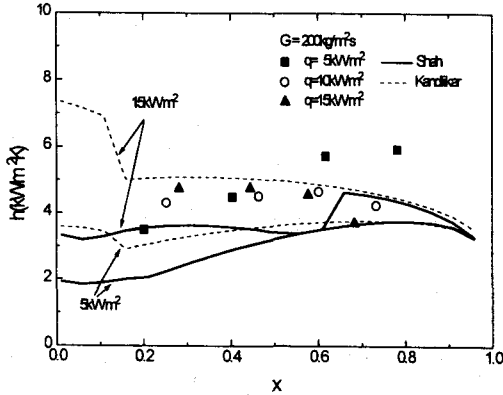


Fig. 10 Evaporation heat transfer coefficients of the micro fin flat tube at  $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

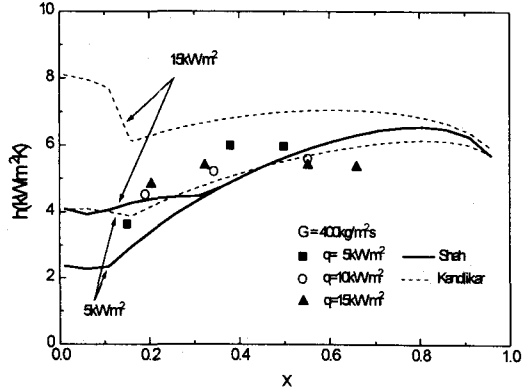


Fig. 12 Evaporation heat transfer coefficients of the micro fin flat tube at  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

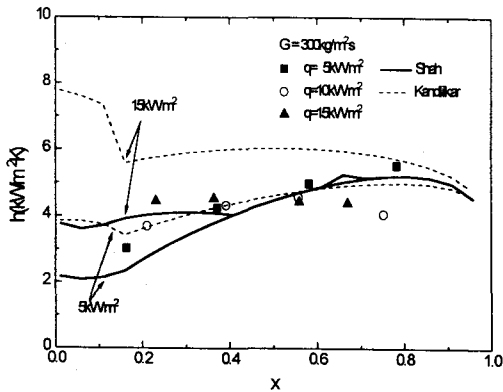


Fig. 11 Evaporation heat transfer coefficients of the micro fin flat tube at  $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

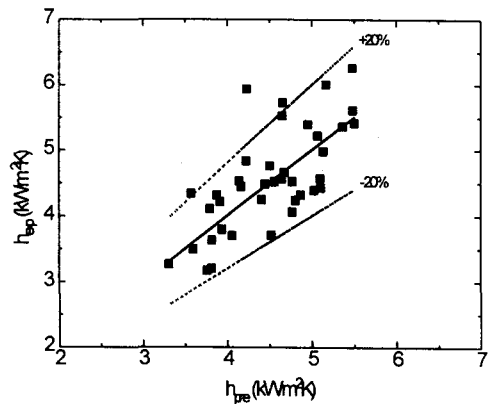


Fig. 13 Evaporation heat transfer correlation of the micro fin flat tube.

200  $\text{kg/m}^2\text{s}$  에서의 결과가 보인다. 이 그림은 낮은 건도에서는 열유속이 높을수록 열전달계수가 증가하다가 건도 0.4 이상이 되면 열유속이 낮을수록 열전달계수가 커짐을 보인다. Kandlikar의 상관식은 실험결과를 잘 예측하고 Shah의 상관식은 과소 예측함을 보인다. Fig. 11은 질량유속 300  $\text{kg/m}^2\text{s}$  의 결과이다. 이 그림도 질량유속 200  $\text{kg/m}^2\text{s}$  의 경우와 같이 건도 0.4 이상에서 열유속의 영향이 역전됨을 보인다. 또한 Kandlikar의 상관식보다는 Shah의 상관식이 실험결과를 잘 예측함을 알 수 있다. Fig. 12는 질량유속 400  $\text{kg/m}^2\text{s}$  의 결과가 나타나 있다. 이 그림은 열유속의 영향이 역전됨을 보이고 실험결과는 Shah의 상관식과 잘 일치함을 보인다. Fig. 13에는 본 실험의 결과를  $X_n$ 와  $Re_{TP}$ 로 상관한 결과가 나타나 있다.

Table 3 Heat transfer coefficients of the present tubes at  $x = 0.5$ ,  $q = 10 \text{ kW/m}^2$

$G \text{ (kg/m}^2\text{s)}$	$h \text{ (kW/m}^2\text{K)}$ (smooth flat tube)	$h \text{ (kW/m}^2\text{K)}$ (micro-fin tube)
200	2.31	4.55
400	2.64	5.51

$$\frac{h_{TP}}{h_l} = 0.32 X_n^{-0.5} Re_{TP}^{-0.57} \quad (17)$$

$$1.0 \times 10^{-1} \leq X_n \leq 1.0, 0.5 \times 10^3 \leq Re_{TP} \leq 4 \times 10^3$$

Fig. 13은 식(17)이 대부분의 실험자료를  $\pm 20\%$  이내에서 예측함을 보이고 있다.

Table 3에는 건도 0.5, 열유속 10  $\text{kW/m}^2$ , 질량유속 200  $\text{kg/m}^2\text{s}$  과 400  $\text{kg/m}^2\text{s}$ 에서 평활 평관관

과 미세핀 평판관의 열전달계수 값이 나타나 있다. 미세핀 평판관의 열전달계수는 평활 평판관보다 2배 가량 높음을 보인다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 두 종류의 평판관 (수력직경 1.41 mm의 평활 평판관과 1.56 mm인 미세핀 평판관)에 대하여 질량유속  $100 \text{ kg/m}^2\text{s} \leq G \leq 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , 열유속  $5 \text{ kW/m}^2 \leq q \leq 15 \text{ kW/m}^2$ , 건도  $0.1 < x < 0.9$  범위에서 R-22 증발실험을 수행하였다. 주된 연구결과는 다음과 같다.

(1) 평활 평판관의 실험자료를 Shah와 Kandlikar의 상관식과 비교한 결과 두 상관식 모두 과대 예측함을 보인다.

(2) 미세핀 평판관의 실험자료는 낮은 질량유속에서는 Kandlikar의 예측치에, 높은 질량유속에서는 Shah의 예측치에 접근하였다.

(3) 미세핀 평판관의 열전달계수는 실험 질량유속범위에서 평활 평판관의 2배 가량 높았다. 본 실험결과로부터 구해진 증발열전달 상관식은 식(14), (17)과 같다.

#### 참고문헌

- (1) Yan, Y-Y. and Lin, T-FL., 1998, "Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in Small Pipe," *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 41, No.4, pp. 183~194.
- (2) Oh, H-K., Katsuta, M. and Shibata, K., 1998, "Heat Transfer Characteristics of R-134a in Capillary Tube Heat Exchanger," *11th proc of IH TC*, Vol. 6, pp. 131~136.
- (3) 황윤옥, 윤석호, 김민수, 1999, "미소직경관 내 R-134a의 증발열전달 특성 연구," 대한기계학회 춘계학술대회 논문집B, *KSME 99S260*, pp. 572~575
- (4) Gungor. K. E. and Winterton. R. H. S., 1987, "Simplified General Correlation for Flow Saturated Boiling and Comparisons of Correlations with Data," *Chem. Eng. Res. Des.* Vol. 65, pp. 148~156.
- (5) 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.

- (6) Shah, M. M., 1976, "A New Correlation for Heat Transfer During Boiling Flow through Pipes," *ASHRAE Trans.*, Vol. 82, No. 2, pp. 66~86.
- (7) Kandlikar. S. G., 1990, "A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes," *J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 219~228