

## 수평미세관내 NH<sub>3</sub> 비등열전달 특성

최 광 일, 오 종 택<sup>†</sup>  
전남대학교 냉동공조공학과

### Boiling Heat Transfer of Ammonia inside Horizontal Smooth Small Tube

Kwang-Il Choi, Jong-Taek Oh<sup>†</sup>

Department of Refrigeration and Air Conditioning Engineering, Chonnam National University,  
Yeosu, Chonnam 550-749, Korea

(Received September 6, 2012; revision received January 26, 2013)

**ABSTRACT:** This paper is presented an experimental study of flow boiling heat transfer characteristics of ammonia, and is focused on pressure gradient and heat transfer coefficient of the refrigerant flow inside horizontal small tube with inner diameter of 3.0 mm and length of 2000 mm. The direct heating method is applied for supplying heat to the refrigerant, where the test tube is uniformly heated by electric current. The local heat transfer coefficients were obtained over a heat flux range of 20 to 80 kW/m<sup>2</sup>, a mass flux range of 50 to 500 kg/m<sup>2</sup>s, a saturation temperature range of 0 to 10°C, and quality up to 1.0. The pressure drops increase with increasing mass flux and heat flux, and with decreasing saturation temperature. The heat transfer coefficients increase with increasing mass flux and saturation temperature in middle and high quality region. And the local heat transfer coefficient increase with increasing heat flux in low quality region. The heat transfer coefficient of the experimental result was compared with six existing heat transfer coefficient correlation. A new boiling heat transfer coefficient correlation based on the superposition model for ammonia in small tubes is developed average deviation of -0.17% and mean deviation of 10.85%.

**Key words:** Horizontal small tube(수평미세관), Ammonia(암모니아), Flow boiling(흐름비등), Heat transfer coefficient(열전달계수), Pressure drop(압력강하), Correlation(상관식)

#### 기 호 설 명

$AD$  : 평균편차

$$AD = 1/n \sum_1^n (h_{pred} - h_{exp}) \times 100/h_{exp}$$

$Bo$  : 보일링 수 [ $q/(h_{ig}G)$ ]

$C$  : Chisholm parameter

$C_p$  : 정압비열 [ $J/kg \cdot K$ ]

$D$  : 관경 [m]

$F$  : 2상 마찰압력강하 인자

$f$  : 마찰요소

$G$  : 질량유속 [ $kg/m^2 \cdot s$ ]

$h$  : 열전달계수 [ $kW/m^2 \cdot K$ ]

$i$  : 엔탈피 [ $kJ/kg$ ]

$k$  : 관의 열전도계수 [ $W/m \cdot K$ ]

$L$  : 관길이 [m]

$M$  : 분자량

$MD$  : 절대평균편차

$$MD = 1/n \sum_1^n |(h_{pred} - h_{exp}) \times 100/h_{exp}|$$

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-61-659-7273; fax: +82-61-659-7279

E-mail address: ohjt@chonnam.ac.kr

$P$	: 압력 [Pa]
$Q$	: 열량 [kW]
$q$	: 열유속 [ $\text{kW/m}^2$ ]
$Re$	: 레이놀즈 수
$T$	: 온도 [K]
$We$	: 웨이 수
$X$	: Lockhart-Martinelli parameter
$x$	: 건도
$dp/dz$	: 압력기울기

### 그리스 문자

$\mu$	: 점성계수 [ $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ]
$\rho$	: 밀도 [ $\text{kg/m}^3$ ]
$\phi^2$	: 2상유동마찰손실배수

### 하첨자

$exp$	: 실험값
$f$	: 액체
$fg$	: 기액 2상
$g$	: 기체
$i$	: 내경
$nb$	: 핵비등
$o$	: 외경
$r$	: 상대
$sat$	: 포화
$tp$	: 2상
$tt$	: 난류-난류
$wi$	: 관 내벽
$wo$	: 관 외벽

## 1. 서 론

암모니아는 R-22보다 냉매 단위질량당 냉동능력이 약 6배가 될 정도로 우수한 열역학적 성질 및 열전달 특성 등 여러 가지 장점을 지니고 있기 때문에 130년 전부터 냉매로 이용 되어오고 있다. 그러나 암모니아의 단점인 독성, 가연성 및 폭발성과 재질에 따라서는 부식을 발생 시키므로 1930년대부터 개발 및 생산되기 시작한 CFC 및 HCFC 냉매로 차츰 대체되기 시작하였다. 그러나 오존층파괴 및 지구온난화 방지를 위해 1990년대부터 CFC 및 HCFC 냉매 규제에 의해 자연냉매 사용이 증가되고 있으며, 또한 R-22와 물리화학적 성질이 비슷한 순수냉매

가 아직 존재하지 않기 때문에 일부 냉동 및 공조 시스템에서는 작동유체로 암모니아 사용이 점점 증가하는 추세이다.

미세관 열교환기는 일반 관경 보다 전열효과가 매우 우수해 기존의 열교환기 크기를 더 작게 할 수 있기 때문에 설치장소의 한계를 극복할 수 있어 소형 냉동공조 시스템 및 자동차 에어컨의 열교환기 등에 이용이 점점 확대 될 것으로 기대된다. 그러나 관내경 3 mm 이하 미세관내 암모니아 비등열전달에 미치는 압력강하 및 열전달에 대한 연구는 거의 없는 실정이다.

본 연구에서는 관내경 3.0 mm인 수평미세관을 시험부인 증발기로 이용하여 암모니아의 다양한 실험 조건에 따라 압력강하 및 비등열전달계수를 구하여 기존의 열전달 상관식과 비교한 실험결과를 발표하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

본 실험에 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 1과 같다. 실험장치는 응축기, 과냉각기, 냉매펌프, 예열 및 예냉기, 그리고 시험부인 증발기로 구성하였다. 냉매 순환을 간단히 설명하면 펌프에서 나온 냉매는 질량유량계에서 유량이 측정된 후 예열기를 지나 시험구간인 증발기로 순환된다. 증발기에서 증발한 냉매증기는 응축기에서 응축된 후 과냉각기에서 과냉각도가 조절되어 수액기로 유입되며 냉매펌프에 의해 실험장치로 재순환된다. 냉매유량은 마그네틱 기어펌프의 인버터로 조절하였다. 증발기인 시험부는 Fig. 2와 같이 스테인레스스틸 튜브로서 내경 3.0 mm, 시험부 길이가 2000 mm인 수평평활관으로 구성하였다. 관벽의 국소 및 평균온도를 측정하기 위하여 T형 열전대를 길이방향 100 mm 간격으로 19 곳의 상, 하, 중앙부에 90° 방향으로 3군데 부착하였다. 또한 시험부 입·출구와 예열기 입·출구의 냉매온도를 측정하기 위하여 열전대를 관내에 삽입하였으며, 증발기 입출구에 정밀 브루돈관식 압력계 및 차압계를 설치하여 각각의 압력과 입출구 차압을 측정하였다. 또한 증발기내의 냉매 유동양상을 관찰하기 위하여 시험부 입구 및 출구에 각각 길이 100 mm인 sight glass를 설치하였다.

시험부인 증발기에 일정한 열유속을 가하기 위하여 용량 40 kVA인 트랜스포머로써 교류전압을 조절하였으며, 온도, 압력, 유량 등 모든 측정값은 다채널 기록계로 전송된 후 GPIB 통신으로 컴퓨터에

저장하였고, 시스템 전체가 2시간 이상 정상상태가 된 것을 확인한 후 각종 데이터를 측정하였다. 실험 조건은 Table 1과 같다.

### 3. 실험데이터의 정리

본 실험에서의 국소 비등열전달계수는 식(1)과 같

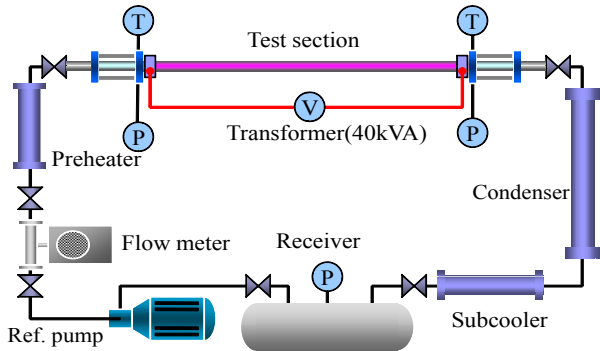


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

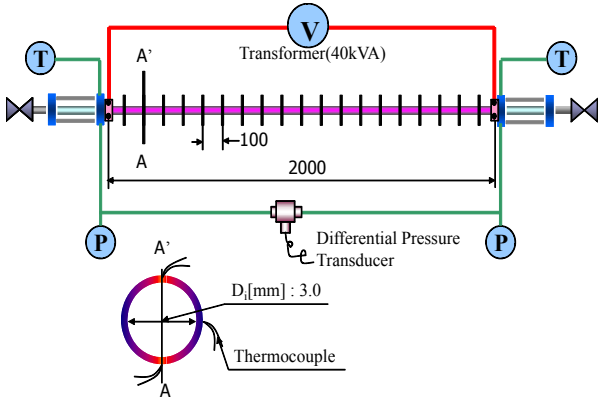


Fig. 2 Details of the test section.

Table 1 Experimental conditions

Refrigerants	Ammonia
Test section	Horizontal stainless steel smooth tube
Inner tube diameter[mm]	3.0
Saturation temperature[°C]	0, 5, 10
Tube length[mm]	2,000
Mass flux[kg/m <sup>2</sup> s]	50~500
Heat flux[kW/m <sup>2</sup> ]	20~80
Quality	0~1.0

이 구하였다.

$$h = \frac{q}{T_{wi} - T_{sat}} \quad (1)$$

열유속  $q$ 는 다음의 식(2)로 계산하였다.

$$q = \frac{Q}{\pi \cdot D_i \cdot L} \quad (2)$$

시험부 관내벽면 온도는 측정된 관외벽면 온도를 정상상태에 대한 1차원 열전도방정식으로 계산하며 식(3)과 같다.

$$T_{wi} = T_{wo} + \frac{Q}{16k}(D_o^2 - D_i^2) - \frac{Q}{8k}D_o^2 \ln \frac{D_o}{D_i} \quad (3)$$

그리고 건도는 시험부내 냉매의 에너지 평형으로부터 식(4)와 같이 계산하였다.

$$x = \frac{i - i_l}{i_{fg}} \quad (4)$$

포화온도인  $T_{sat}$ 는 측정된 시험부 압력으로 계산하였으며, 냉매의 물성치는 REFPROP(Version 8.0)을 이용하여 계산하였다. Table 2에 실험의 측정값에 대한 오차를 나타내었다.

### 4. 실험결과 및 고찰

#### 4.1 압력강하

Fig. 3은 암모니아의 시험부 입구 온도가 5°C일 때 열유속 및 질량유속에 따른 시험부 입구 및 출구에

Table 2 Summary of the estimated uncertainty

Parameters	Uncertainty(%)
$T_{wi}$	±3.38
$P$	±2.5 kPa
$G$	±5.66
$q$	±2.43
$x$	±5.81
$h$	±6.46

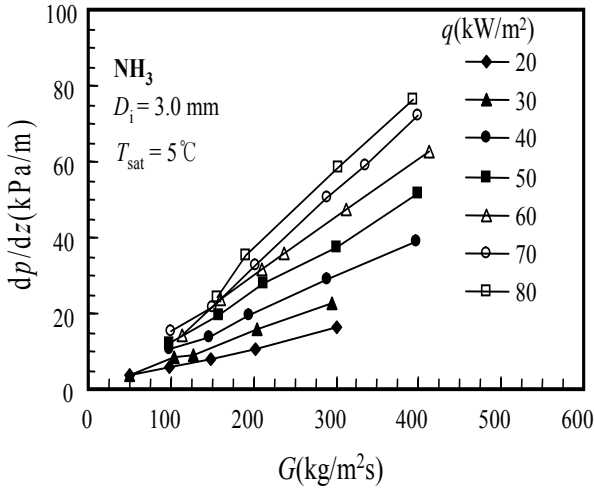


Fig. 3 The effect of mass flux and heat flux on pressure drop.

서 측정된 증발기 단위 길이당 압력강하를 나타낸 것이다. 질량속도 및 열유속이 증가할수록 압력강하는 더 증가하였으며, 상대적으로 고질량유속 및 고열유속에서 압력강하가 최대로 증가하였다. 또한 질량유속이 150 kg/m²s 이상의 같은 조건에서 열유속 20, 30, 40 kW/m² 일 때 각각 2배가 되면 압력강하 증가율은 2배 이상 됨을 알 수 있다. 이것은 질량유속이 일정할 때 열유속이 증가하면 액상에서 기상으로 상변화가 빨라지면서 기상속도가 증가하여 압력강하가 더욱더 증가하기 때문이다.

Fig. 4는 열유속 40 kW/m²일 때 시험부 입구 포화온도가 압력강하에 미치는 영향을 질량유속의 변화에 따라 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 질량유속이 증가할수록 포화온도가 낮을수록 압력강하는 증가하고 있다. Table 3에서와 같이 포화온도가 낮을수록 기액 밀도비( $\rho_f/\rho_g$ )와 기액 점성계수비( $\mu_f/\mu_g$ ) 그리고 표면장력이 증가하기 때문이라고 사료된다. 즉 액체밀도  $\rho_f$  및 액점성계수  $\mu_f$ 는 포화온도가 감소할수록 증가하지만 기체밀도  $\rho_g$  및 기체점성계수  $\mu_g$ 는 포화온도가 감소할수록 감소한다. 일정한 질량유속에서 포화온도가 감소할수록

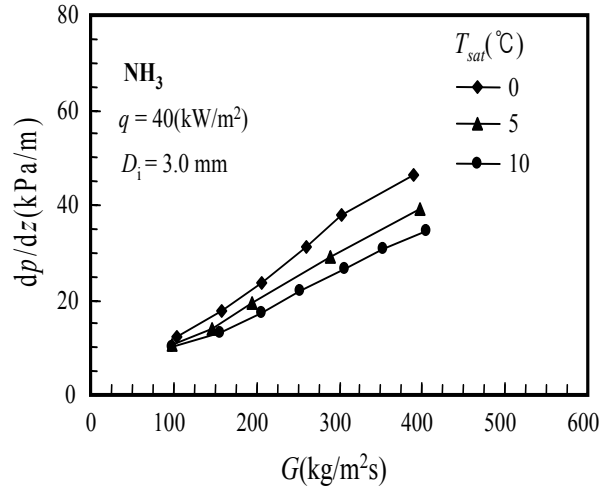


Fig. 4 The effect of saturation temperature on pressure drop at different mass flux.

$\rho_f$  및  $\mu_f$ 가 증가하므로써 냉매액 유속  $u_f$ 는 더 저하되고  $\rho_g$  및  $\mu_g$ 는 감소하므로써 냉매기체 유속  $u_g$ 를 더 상승시킨다. 이것은 냉매가 증발할 동안 액상 유속은 저하하는데 기상 유속은 증가하므로써 난류가 촉진될 뿐만 아니라 유동양식을 변화시키므로 압력강하를 증가시키고, 이 압력강하는 포화온도가 저하할수록 더 증가하게 된다. 따라서 관내 냉매의 마찰압력 및 가속압력이 증가하므로써 압력강하는 더 증가하게 된다.

#### 4.2 열전달계수에 미치는 질량유속의 영향

Fig. 5는 포화온도 5°C, 열유속 70 kW/m²일 때 관내 질량유속의 변화가 열전달계수에 미치는 영향을 알아보기 위해 건도 변화에 따른 열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 건도 0.4 이하의 영역에서는 질량유속이 증가해도 열전달계수에 미치는 영향은 미미하다. 이것은 저건도 영역에서는 핵비등이 강제대류증발보다 더 지배적인 영향을 미치기 때문에 질량유속이 증가하더라도 열전달계수는 거의 변화가 없음을 알 수 있다.<sup>(1-5)</sup> 건도가 0.4

Table 3 Physical properties of ammonia

Refrigerant	$T_{sat}$ (°C)	$P$ (Mpa)	$\rho_f$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_g$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_f/\rho_g$	$\mu_f$ (10 <sup>-6</sup> Pas)	$\mu_g$ (10 <sup>-6</sup> Pas)	$\mu_f/\mu_g$	$\sigma$ (10 <sup>-3</sup> N/m)
NH3	0	0.429	638.57	3.457	184.72	170.09	9.06	18.77	32.912
	5	0.516	631.66	4.115	153.50	161.23	9.21	17.51	31.237
	10	0.615	624.64	4.868	128.32	153.03	9.36	16.35	29.589

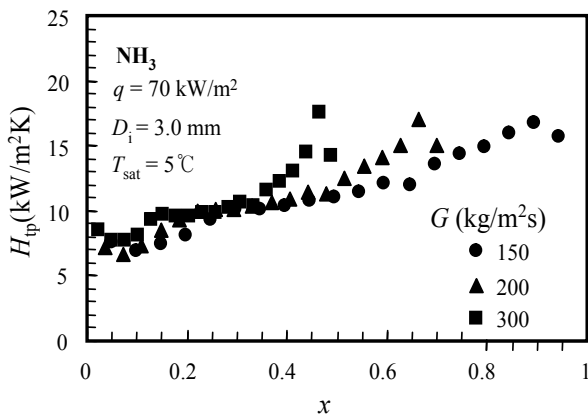


Fig. 5 The effect of mass flux on heat transfer coefficient.

보다 큰 영역에서는 질량유속이 증가할수록 건도 증가에 따른 열전달계수의 증가가 뚜렷하게 나타났으며, 또한 질량유속이 증가 할수록 전체 평균열전달계수도 증가하였다. 이것은 질량유속 및 건도가 증가하면 시험부 관내 냉매 레이놀즈수( $Re$ )의 증가와 증기속도의 증가에 따라 스택류 및 환상유동과 강제대류 증발이 더욱더 발달하기 때문이라고 생각된다.

#### 4.3 열전달계수에 미치는 열유속의 영향

Fig. 6은 암모니아의 포화온도 5°C, 질량유속 150 kg/m<sup>2</sup>s로 일정하게 유지하고 열유속을 30 kW/m<sup>2</sup>에서 60 kW/m<sup>2</sup>로 증가시켰을 때 건도 증가에 따른 열전달계수 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 열전달계수는 전체적으로 건도가 증가할수록 증가하였으며, 건도 0.35 이하의 저건도 영역이 고건도 영역에서 보다 열유속 영향이 뚜렷이 나타남을 알 수 있다. 건도 0.35까지는 열유속이 증가할수록 열전달계수는 15~20% 증가하였고, 건도 0.35 이후 비교적 고건도 영역에서는 타 연구와 같이 열유속이 증가하여도 차이가 나지 않음을 알 수 있다. 그리고 건도 0.5 이상에서는 열유속 30 kW/m<sup>2</sup>일 때 실험데이터의 부족으로 열유속 증가에 따른 열전달계수 변화를 상대적으로 비교할 수 없으나 이것은 이미 본 연구자들이 타 논문에서 밝힌 바가 있다. 즉 저건도 영역에서는 열유속의 영향에 의한 핵비등이 열전달계수에 지배적인 영향을 미치지만 고건도 영역에서는 핵비등이 억제되고 질량유속 및 건도 증가에 의한 강제대류 증발이 열전달계수를 지배하기 때문이다.<sup>(6)</sup>

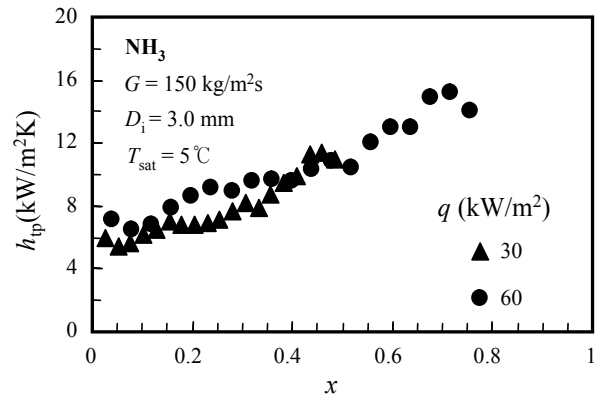


Fig. 6 The effect of heat flux on heat transfer coefficient.

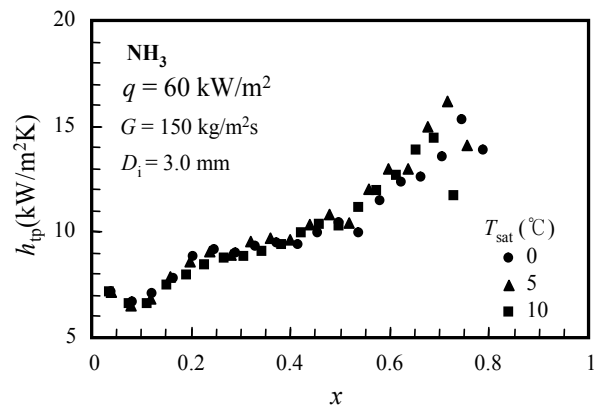


Fig. 7 The effect of saturation temperature on heat transfer coefficient.

#### 4.4 열전달계수에 미치는 포화온도의 영향

Fig. 7은 질량유속 150 kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 60 kW/m<sup>2</sup>으로 일정하게 유지하고 포화온도를 0~10°C까지 변화시켰을 때 열전달계수에 미치는 포화온도의 영향을 나타낸 것이다. 건도 0.4 이하의 저건도 영역에서는 열전달계수에 미치는 포화온도의 영향이 미미하였으나 그 이상에서의 열전달계수는 포화온도가 증가할수록 건도 증가에 따라 전반적으로 증가하였으며, 포화온도 5°C 증가할 때마다 평균열전달계수는 약 9%씩 증가하였다. 포화온도가 높을수록 열전달계수가 증가하는 것은 액상과 기상의 밀도비 및 점성계수비의 감소와 더불어 건도의 증가와 흐름의 발달로 강제대류 증발이 촉진되었기 때문이라고 생각된다.

#### 4.5 증발열전달 상관식과의 비교

Fig. 8은 본 실험결과를 기존의 냉매에 대한 증발

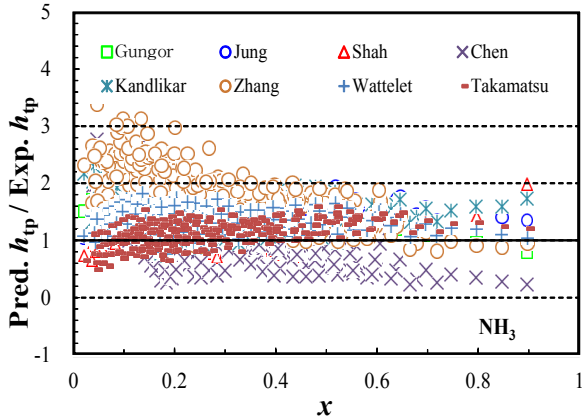


Fig. 8 Comparison of measured heat transfer coefficients with the six correlations.

열전달 상관식들과 비교하여 이들 상관식을 암모니아 냉매에 적용할 수 있는 가능성을 살펴보기 위해 건도변화에 따른 열전달계수의 비를 나타낸 것이다. 기존의 상관식인 Chen,<sup>(7)</sup> Shah,<sup>(8)</sup> Gungor-Winterton,<sup>(9)</sup> Takamatsu et al.,<sup>(10)</sup> Wattelet et al.,<sup>(11)</sup> Kandlikar<sup>(12)</sup> 등과 비교한 결과 실험치보다 18% 이상 과대평가하는 경향을 보였다. 그 중에서 Takamatsu et al.의 상관식이 절대평균오차 18.3%의 근접으로 일치하였다. 그러므로 기존 일반 환경에 대한 상관식들은 CFC, HCFC 및 HFC 냉매와 열물성의 차이가 비교적 큰 암모니아 냉매에 적용하기에는 오차범위가 너무 크기 때문에 미세관내에서 암모니아 냉매의 물성을 고려한 새로운 상관식의 개발이 필요하다고 생각된다. 각 상관식에 대한 오차를 Table 4에 나타내었다.

4.6 새로운 상관식 개발

관내 상변화를 동반하는 기액 2상류의 대류비등 열전달은 대부분의 연구자 및 문헌에서 핵비등과 강제대류증발 열전달 기구(mechanism)의 상호작용으로 구분하고 있다. 일반적으로 저건도 구역에서 일어나는 핵비등은 열의 대부분이 기포에 의해 관

벽에서 증기 중심부로 전달된다. 작동유체가 점점 열을 받아 고건도 구역이 되면 핵비등은 대류의 영향에 의해 억제되고, 대부분의 열은 얇은 액막을 통해 전도되며 기액계면에서 액체가 증발하는 강제대류증발이 된다. 1950년대부터 강제대류비등 열전달 계수를 핵비등 요소와 강제대류증발 요소로 구분하여 나타내었으며, 1966년<sup>(7)</sup> Chen은 기액 2상류의 열전달 상관식을 핵비등 요소와 강제대류증발 요소로 구분하여 방정식 (5)와 같이 나타내었다.

$$h_{tp} = Sh_{nbc} + Fh_{lo} \tag{5}$$

여기서 S 및 F는 각각 핵비등 억제와 강제대류증발에서 2상 증가를 나타내는 변수이다. 그리고  $h_{nbc}$ 는 핵비등 열전달계수이고,  $h_{lo}$ 는 액단상류 열전달계수이다. Zhang et al.<sup>(13)</sup>은 기액 2상 비등열전달에서 기상증가에 의한 난류의 발달로 압력강하가 증가한다고 하여 Chen<sup>(7)</sup>의 레이놀즈수  $F$ 를 관내 액체만 흐른다고 했을 때의 2상 유동 마찰손실배수인  $\phi_f^2$ 의 함수  $F = \text{fn}(\phi_f^2)$ 로 나타내었다.

$\phi_f^2$ 는 식(6)과 같이 4가지 유동조건 난류-난류(tt), 층류-난류(vt), 난류-층류(tv), 층류-층류(vv)에 대해 Chisholm<sup>(14)</sup>의 일반식으로 나타낼 수 있다.

$$\phi_f^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \tag{6}$$

증기-액 4종류의 유동상태에 따른 Chisholm계수 C의 값은 각각 20, 12, 10, 5이며, Lockhart Martelli 파라미터 X는 다음의 식(7)로부터 구할 수 있다.

$$X = \sqrt{\frac{(d_p/d_z)_f}{(d_p/d_z)_g}} = \left(\frac{f_g}{f_f}\right)^{1/2} \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{1/2} \tag{7}$$

본 연구에서 상관식을 나타내기 위한 F값은 Fig. 9에 나타내었듯이 식(6)으로부터 구한  $\phi_f^2$ 와 실험에

Table 4 Deviation of the pressure drop comparison between the present data and the previous correlation

Deviation(%)	Chen <sup>(7)</sup>	Shah <sup>(8)</sup>	Gungor-Winterton <sup>(9)</sup>	Takamatsu et al. <sup>(10)</sup>	Wattelet <sup>(11)</sup>	Kandlikar and Steinke <sup>(12)</sup>
Mean	32.3	23.8	35.39	18.3	29.92	43.71
Average	6.38	17.9	34.46	11.6	29.55	43.12

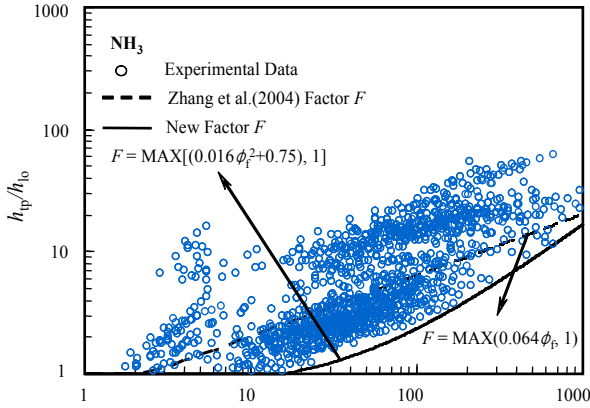


Fig. 9 Modified  $F$  factor for the convective heat transfer coefficient of  $\text{NH}_3$ .

이터를 이용하여 식(8)과 같이 구하였다.

$$F = \text{MAX}[(0.16\phi_f^2 + 0.75), 1] \quad (8)$$

핵비등열전달계수  $h_{nbc}$ 는 식(9)와 같이 Cooper<sup>(15)</sup> 상관식을 이용하였다.

$$h_{nbc} = 55P_r^{0.12}(-0.4343\ln P_r)^{-0.55}M^{-0.5}q^{0.67} \quad (9)$$

미세관에서 층류유동을 고려한 식(7)의 Martinelli 파라미터  $X_{tt}$ 는 2상유동 마찰요소  $\phi_f^2$ 로 대체할 수 있으므로 본 실험데이터를 사용하여 새로운 핵비등 열계 계수를 식(10)과 같이 제안하였다.

$$S = 0.4035(\phi_f^2)^{0.3370}Bo^{0.0168} \quad (10)$$

그리고 액단상류의 강제대류 열전달 계수는 레이놀즈수가  $5 \times 10^6$  이상에서는 식(11)과 같이 Dittus-Boeltier 방정식을 이용하여 구하였으나, Table 5에 나타낸 것처럼 열전달 상관식의 정도를 높이기 위하여 레이놀즈수에 따라 각각 방정식을 분리 적용하였다.

$$h_{lo} = 0.023 \frac{k_f}{D} \left[ \frac{G(1-x)D}{\mu_f} \right]^{0.8} \left( \frac{C_{p,f}\mu_f}{k_f} \right)^{0.4} \quad (11)$$

개발한 열전달 상관식과 본 실험데이터를 비교한 결과 평균편차가 -0.17%, 절대평균편차가 10.85%로 나타났으며, Fig. 10과 같이 예측 값과 실험데이터는  $\pm 20\%$  이내로 잘 일치하였다. Table 5는 본 실험 데이터를 이용하여 개발한 상관식을 정리한 것이다.

Table 5 Summary of the new heat transfer coefficient correlation for evaporative refrigerants in minichannels

$$h_{tp} = Sh_{nbc} + Fh_{lo}$$

$$S = 0.4035(\phi_f^2)^{0.337}Bo^{0.0168}$$

$$F = \text{MAX}[(0.16\phi_f^2 + 0.75), 1]$$

$$h_{lo} = \begin{cases} 4.36 \frac{k_f}{D} & \text{if } Re_f < 2300 \\ \frac{(Re_f - 1000)Pr \left(\frac{f_f}{2}\right) \left(\frac{k_f}{D}\right)}{1 + 12.7(Pr^{2/3} - 1) \left(\frac{f_f}{2}\right)^{0.5}} & \text{if } 3000 \leq Re_f \leq 10^4 \\ \frac{Re_f Pr \left(\frac{f_f}{2}\right) \left(\frac{k_f}{D}\right)}{1 + 12.7(Pr^{2/3} - 1) \left(\frac{f_f}{2}\right)^{0.5}} & \text{if } 10^4 \leq Re_f \leq 5 \times 10^6 \\ 0.023 \frac{k_f}{D} \left[ \frac{G(1-x)D}{\mu_f} \right]^{0.8} \left( \frac{C_{p,f}\mu_f}{k_f} \right)^{0.4} & \text{if } Re_f \geq 5 \times 10^6 \end{cases}$$

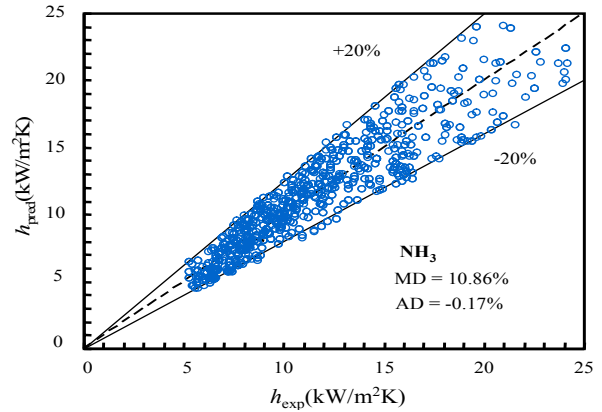


Fig. 10 Experimental heat transfer coefficient,  $h_{exp}$  vs prediction heat transfer coefficient,  $h_{pred}$ .

## 5. 결 론

수평미세관 내경 3.0 mm 관길이 2,000 mm인 스테인레스스틸 튜브를 이용하여 암모니아에 대해 비등열전달 실험을 하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 질량속도가 증가함에 따라 압력강하가 증가하였으며, 질량유속 150 kg/m<sup>2</sup>s 이상에서 열유속이 각각 2배로 증가하면 압력강하 증가율도 2배 이상 됨을 알 수 있었다. 또한 포화온도가 낮을수록 압력강하는 증가하였다.

2) 열전달계수에 미치는 질량유속의 영향은 저건도 영역에서 보다 고건도 영역에서 질량유속이 증

가할수록 열전달계수도 증가하였으며, 열유속의 영향은 고건도 영역보다 저건도 영역에서 핵비등의 영향으로 더 지배적이었다.

3) 일정한 열유속 및 질량유속에서 건도와 포화온도가 증가할수록 열전달계수도 증가하였다.

4) 기존의 열전달 상관식과 실험 데이터를 비교한 결과  $\pm 18.3\%$  이상의 오차를 나타내었으며, 따라서 실험데이터가 평균편차(AD)  $-0.17\%$  및 절대평균편차(MD)  $10.85\%$ 로 일치하는 미세관내 암모니아 비등열전달상관식을 개발하였다.

## 후 기

본 연구는 2011년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원(과제번호 : 2011T100100464)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다.

## 참고문헌

1. Kew, P. A. and Cornwell, K., 1997, Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 17, No. 8~10, pp. 705-715.
2. Wambsganss, M. W., France, D. M., Jendrzeczyk, J. A., and Tran, T. N., 1993, Boiling heat transfer in a horizontal small-diameter tube, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 963-975.
3. Choi, K. I., Pamitran, A. S., Oh, C. Y., and Oh, J. T., 2007, Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO<sub>2</sub> in horizontal smooth minichannels, *Int J Refrigeration*, Vol. 30, pp. 1336-1346.
4. Pettersen, J., 2004, Flow vaporization of CO<sub>2</sub> in microchannels tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 28, pp. 111-121.
5. Yun, R., Kim, Y., and Kim, M. S., 2005, Convective boiling heat transfer characteristics of CO<sub>2</sub> in microchannels, *Int J Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 235-242.
6. Choi, K. I., Pamitran, A. S., Oh, J. T., and Saito, K., 2009, Pressure drop and heat transfer during two-phase flow vaporization of propane in horizontal smooth minichannels, *Int J Refrigeration*, Vol. 32, No. 5, pp. 1336-1346.
7. Chen, J. C., 1966, A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow, *Industrial and Engineering Chemistry, Process Design and Development*, Vol. 5, pp. 322-329.
8. Shah, M. M., 1982, Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer : Equations and Further Study, *ASHRAE Trans*, Vol. 88, pp. 185-196.
9. Gungor, K. E. and Winterton, H. S., 1987, Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparisons of Correlations with Data, *Chem. Eng. Res*, Vol. 65, pp. 148-156.
10. Takamatsu, H., Momoki, S., and Fujii, T., 1993, A correlation for forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants in a horizontal smooth tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, No. 13, pp. 3351-3360.
11. Wattelet, J. P., Chato, J. C., Souza, A. L., and Christoffersen, B. R., 1994, Evaporative Characteristics of R-12, R-134a, and a Mixture at Low Mass Fluxes, *ASHRAE Trans*, Vol. 94-2-1, pp. 603-615.
12. Kandlikar, S. G. and Steinke, M. E., 2003, Predicting Heat Transfer During Flow Boiling in Minichannels and Microchannels, *ASHRAE Trans*, CH-03-13-1, pp. 667-676.
13. Zhang, W., Hibiki, T., and Mishima, K., 2004, Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels, *Int J Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 5749-5763.
14. Chisholm, D., 1967, A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow, *Int J Heat Mass Transfer*, Vol. 10, pp. 1767-1778.
15. Cooper, M. G., 1984, Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling—a wide-ranging examination using reduced properties, In : *Advances in Heat Transfer*, Academic Press, Vol. 16, pp. 157-239.