

## 300 $\mu$ m 수평 미세관내 R-410A의 비등열전달 특성

최 광 일, ARDIYANSYAH, A.S. Pamitran 오 중 택\*\*

전남대학교대학원 냉동공조공학과, 전남대학교 냉동공조공학과\*

### Boiling Heat Transfer Characteristics of R-410A in 300 $\mu$ m Horizontal Smooth Microchannel

Kwang-Il Choi, ARDIYANSYAH, A.S. Pamitran, Jong-Taek Oh\*\*

Graduate School, Chonnam National University, Yeosu, Chonnam 550-749, Korea

\*Department of Refrigeration & Air Conditioning Engineering, Chonnam National University, Yeosu, Chonnam 550-749, Korea

**ABSTRACT:** The present paper dealt with flow heat transfer characteristics of R-410A vaporization in horizontal smooth microchannel. The test sections were made of stainless steel tube with inner diameters of 300  $\mu$ m and length of 300 mm. The refrigerant was supplied with mass flux range of 260-600 kg/m<sup>2</sup>s and applied under operating heat flux range of 5-20 kW/m<sup>2</sup> using a direct electric current heating method. The inlet saturation temperature was set at 10°C and vapor quality up to 1.0. The influences of mass flux, heat flux and inner tube diameter on local heat transfer coefficients were presented. Comparison with existing heat transfer coefficient correlations was performed. An improved heat transfer coefficient correlation for refrigerant vaporization in microchannel based on superposition model was developed with a mean deviation of 14.01%.

**Key words :** Minichannel(미세관), R-410A, Flow boiling(흐름비등), Heat transfer coefficient(열전달계수), Correlation(상관식)

#### 기 호 설 명

$Bo$  : 보일링 수 [ $q/(h_{fg}G)$ ]  
 $C_p$  : 정압비열 [J/kg · K]  
 $D$  : 관경 [m]

$F$  : Reynolds수 인자  
 $f$  : 마찰요소  
 $G$  : 질량유속 [kg/m<sup>2</sup> · s]  
 $h$  : 열전달계수 [kW/m<sup>2</sup> · K]  
 $i$  : 엔탈피 [kJ/kg]  
 $k$  : 관의 열전도계수 [W/m · K]  
 $L$  : 관길이 [m]  
 $M$  : 분자량  
 $P$  : 압력 [Pa]  
 $Q$  : 열량 [kW]

† Corresponding author

Tel.: +82-61-659-3273; fax: +82-61-659-3003

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

- $q$  : 열유속[kW/m<sup>2</sup>]
- $T$  : 온도[K]
- $x$  : 건도

### 그리스 문자

- $X$  : Lockhart-Martinelli parameter
- $\mu$  : 점성계수[Pa · s]
- $\rho$  : 밀도[kg/m<sup>3</sup>]
- $\phi^2$  : 2상유동마찰손실배수

### 하첨자

- exp : 실험값
- f : 액체
- g : 기체
- i : 내경
- nb : 핵비등
- o : 외경
- r : 상대
- sat : 포화
- tp : 2상
- tt : 난류-난류
- wi : 관내벽
- wo : 관외벽

## 1. 서론

2성분 혼합냉매 R-410A는 에어컨 및 열펌프에 주로 사용되고 있는 R-22의 대체냉매로 널리 알려져 있다. 특히 중간온도 냉각에 더 효율적이고 친환경적인 측면에서 대체 혼합냉매로 받아들여지고 있는 R-410A가 광범위하게 사용되고 있다.<sup>(1)</sup> 마이크로채널내에 대한 열전달연구는 마이크로 전기도금한 기계시스템과 같은 마이크로 기술분야의 발달에 중요한 부분이다. Tuckerman과 Pease<sup>(2)</sup>의 VLSI(very large scale integrated) 순환 냉각에 관한 연구는 마이크로채널 열교환기의 적용에 관한 연구의 배경이 되었다.

이러한 마이크로채널에 대한 기존 및 현행연구에 대한 내용이 재조명 되었으며<sup>(3~5)</sup>, 마이크로채널내 열전달 현상들은 표면장력과 채널의 기하학적 형상 및 흐름비등에 대한 영향으로 인해 기존

의 대류채널과 상당한 차이를 보인다. 그러므로 대류채널내 비등열전달에 적용 가능한 기존의 상관식들은 마이크로채널내 열전달현상을 규명하기가 힘들다. 더구나 냉매를 이용한 마이크로관내 비등열전달 및 압력강하에 대한 연구는 대단히 부족하다.

따라서 본 연구에서는 관내경 300 $\mu$ m인 수평미세관을 시험부인 증발기로 이용하여 R-410A의 다양한 실험조건에 따라 비등열전달계수를 구하여 기존의 열전달 상관식과 비교하였고, 수평미세관내 R-410A의 비등열전달에 대해 기존의 상관식을 개선시킨 열전달상관식을 제시하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

본 실험에 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 1과 같다. 실험장치는 냉각기(cooler), 예열기(preheater), 시험부(test section), 유량조절밸브(needle valve), 응축기(condenser), 수액기(receiver), 정밀전자저울(Balance)로 구성하였다. 냉매흐름은 냉각기와 수액기 사이의 압력차를 이용한 자연순환방식으로써 냉각기에서 냉각된 냉매는 예열기를 지나 시험부로 유입된다. 시험부에서 증발한 냉매증기는 니들밸브를 통과한 후 응축기에서 응축되어 냉각기내의 수액기로 유입된다. 냉매유량 측정은 0.001 g/min까지 측정 가능한 정밀전자저울(AND GF6100)을 이용하여 측정시간 동안의 축적된 냉매량으로 하였으며, 시험부의 유량조절은 유량조절용 니들밸브로 하였다. 증발기인 시험부는 Fig. 2와 같이 스테인레스

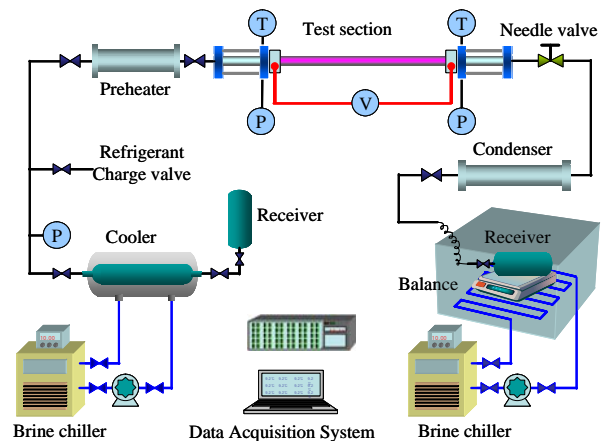


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

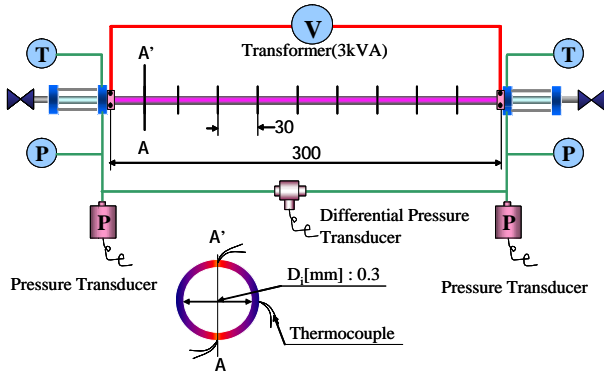


Fig. 2 Details of the test section.

Table 1 Experimental conditions.

Refrigerants	R-410A
Test section	Horizontal stainless steel smooth tube
Inner tube diameter[mm]	0.3
Tube length[mm]	300
Mass flux[kg/m <sup>2</sup> s]	260 to 600
Heat flux[kW/m <sup>2</sup> ]	5 ~ 20
Quality	0-1.0

강 튜브로써 내경 300 $\mu$ m, 시험부 길이가 300 mm 인 수평평활관으로 구성하였다. 관벽의 국소 및 평균온도를 측정하기 위하여 T형 열전대를 길이 방향 30 mm 간격으로 9곳의 상, 하, 중앙부에 90° 방향으로 3군데 부착하였다. 또한 시험부 입·출구 냉매온도를 측정하기 위하여 열전대를 관내에 삽입하였으며, 증발기 입출구에 압력센서 및 차압계와 정밀 브르동관 압력계를 설치하여 각각의 압력 및 입출구 차압을 측정하였다. 또한 증발기내의 냉매 흐름을 관찰하기 위하여 시험부 입구 및 출구에 각각 길이 50 mm인 가시화장치를 설치하였다.

시험부인 증발기의 가열은 직접가열방식으로써 일정한 열유속을 가하기 위하여 전압과 전류값에 의해 열유속이 조절되는 용량 3kVA인 전압조정기를 사용하였으며, 온도, 압력은 다채널 기록계(Yokogawa MX100)로 전송된 후 REN을 통하여 컴퓨터에 저장하였고, 냉매유량은 정밀전자저울용 프로그램을 이용하여 실시간 유량변화를 RS232통신을 이용하여 저장하였다. 데이터 측정 은 일정 시간동안 시스템 전체가 정상상태가 된 것을 확인한 후 실시하였다. 실험조건은 Table 1 과 같다.

### 3. 실험데이터의 정리

본 실험에서의 국소 비등열전달계수는 식 (1) 과 같이 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.

$$T_{wi} = T_{wo} - \frac{Q}{2\pi kL} \ln \frac{d_o}{d_i} \quad (3)$$

그리고 건도는 시험부내 냉매의 에너지평형으로부터 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 7.0)을 이용하여 계산하였다.

### 4. 실험결과 및 고찰

#### 4.1 비등열전달계수에 미치는 질량유속의 영향

Fig. 3은 포화온도 10°C, 열유속 5kW/m<sup>2</sup>일 때 질량유속의 변화가 열전달계수에 미치는 영향을 알아보기 위해 건도 변화에 따른 열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 질량유속이 증가해도 열전달계수에 미치는 영향은 미미하고, 저건도영역에서 열전달계수가 증가하다가 건도증가에 따라 열전달계수가 감소하고 있음을 알 수 있다.

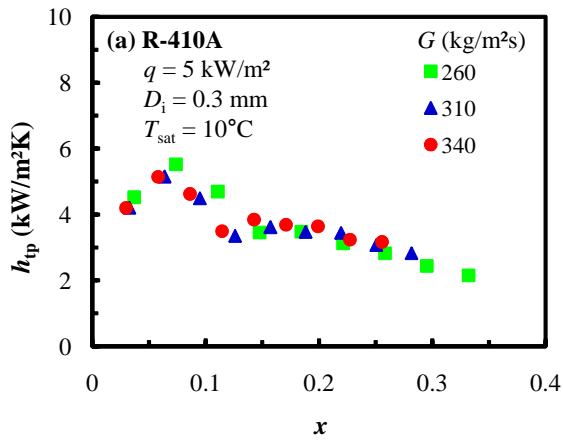


Fig. 3 The effect of mass flux on heat transfer coefficient.

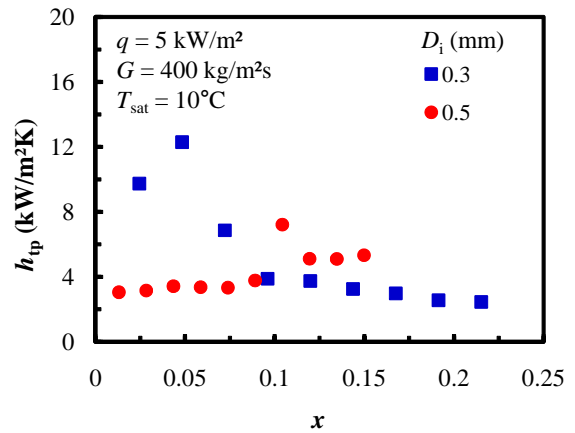


Fig. 5 The effect of heat flux on heat transfer coefficient.

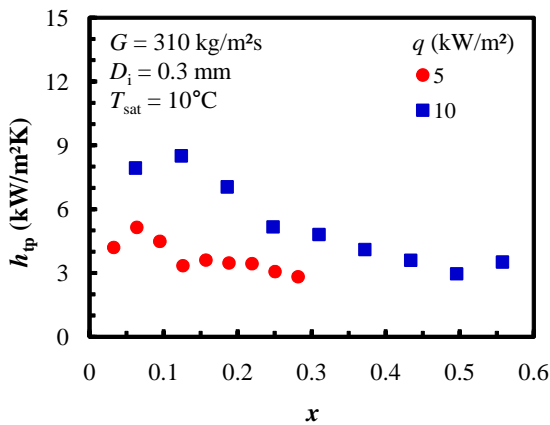


Fig. 4 The effect of heat flux on heat transfer coefficient.

저건도영역에서 열전달계수가 높게 나타나는 것은 핵비등이 지배적라고 할 수 있으며, 기존 연구자들의 결과에서도 알 수 있듯이 이러한 경향은 관경이 미세해 질수록 뚜렷하게 나타난다. (6-9)

#### 4.2 비등열전달계수에 미치는 열유속의 영향

Fig. 4는 R-410A의 포화온도 10°C, 질량유속 310 kg/m²s로 유지하고 열유속을 5~10 kW/m²까지 증가시켰을 때 건도 증가에 따른 열전달계수 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 열전달계수는 전체적으로 건도가 증가할수록 감소하는 경향을 나타내었으며, 열유속이 5 kW/m²에서 10 kW/m²으로 2배로 증가시켰을 때 건도 0.3이하 저건도영역에서 열전달계수가 약 2배정

도 증가하였다.

열유속이 비등열전달에 미치는 영향은 저건도 영역에서 뚜렷이 나타남을 알 수 있다. 이것은 저건도 영역에서는 열유속의 영향에 의한 핵비등이 열전달계수에 지배적인 영향을 미치지만 고건도 영역으로 갈수록 핵비등이 억제되고 질량유속과 건도의 증가에 의한 강제대류증발이 열전달계수의 증가에 지배적인 영향을 미치기 때문이다.

#### 4.3 비등열전달계수에 미치는 관경의 영향

Fig. 5는 R-410A의 포화온도 10°C, 질량유속 400 kg/m²s으로 유지하고 열유속을 5 kW/m²일 때 관내경 0.3 mm와 0.5 mm에 대한 열전달계수를 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 저건도영역에서 0.3 mm가 0.5 mm보다 비등열전달계수가 증가하였다. 이것은 관경이 작을수록 저건도영역에서 핵비등이 활발하기 때문이다. 따라서 관경이 작아질수록 전열면적이 증하고, 핵비등이 활발해 드라이아웃이 빨라지게 된다.

#### 4.4 증발열전달 상관식과의 비교

실험결과를 기존의 비등열전달 상관식인 Shah<sup>(10)</sup>, Gungor-Winterton<sup>(11)</sup>, Wattelet et al.<sup>(12)</sup>, Takamatsu<sup>(13)</sup>, Jung et al.<sup>(14)</sup>, Zhang et al.<sup>(15)</sup>, Wattelet et al.<sup>(7)</sup>,과 비교하였고, 이들 상관식을 마이크로관내에서의 R-410A 냉매에 적용할 수 있는 가능성을 살펴보았다. 그 결과 Table 2에서 알 수 있듯이 모든 상관식들이 실험값과 28% 이

Table 2 Deviations between measured and calculated heat transfer coefficients.

Correlations	MD(%)	AD(%)
Shah(1988)	28.0	-7.17
Gungor-Winterton(1987)	36.78	14.01
Takamatsu <i>et al.</i> (1993)	39.11	-7.8
Wattelet <i>et al.</i> (1994)	39.60	12.65
Zhang <i>et al.</i> (2004)	42.14	-29.47
Jung <i>et al.</i> (1989)	42.38	-12.8

상의 오차를 나타내어 마이크로관경내 열전달 예측의 적용에는 한계를 나타내었다.

그러므로 R-410A 냉매에 기존 상관식들을 적용하기에는 오차범위가 너무 크기 때문에 마이크로관에서의 R-410A 냉매 물성을 고려한 새로운 상관식의 개발이 필요하다고 생각된다.

#### 4.5 R-410A의 비등열전달 상관식 개발

비등열전달에 영향을 미치는 2가지 중요한 메커니즘은 잘 알려져 있듯이 핵비등과 강제대류증발이며, 이 메커니즘을 이용한 순수냉매의 열전달 상관식 중에서도 Chen<sup>(16)</sup>의 상관식이 비교적 많이 인용되고 있다. 본 연구에서도 Chen의 상관식을 기본으로 하여 R-410A의 강제대류비등 열전달 일반관계식을 핵비등과 강제대류의 향으로 간단히 다음의 방정식(5)와 같이 나타내었다.

$$h_{tp} = Sh_{nbc} + Fh_{fo} \quad (5)$$

$\phi_f^2$ 는 식(6)과 같이 4가지 유동조건에 대해 Chisholm<sup>(17)</sup>의 일반식으로 나타낼 수 있다.

$$\phi_f^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (6)$$

난류-난류(tt), 증류-난류(vt), 난류-증류(tv), 증류-증류(vv)의 4가지 증기-액 유동상태에 따른 Chisholm계수  $C$ 의 값은 각각 20, 12, 10, 5이며, Lockhart Martinelli 파라미터  $X$ 는 다음의 방정식 (7)로부터 구할 수 있다.

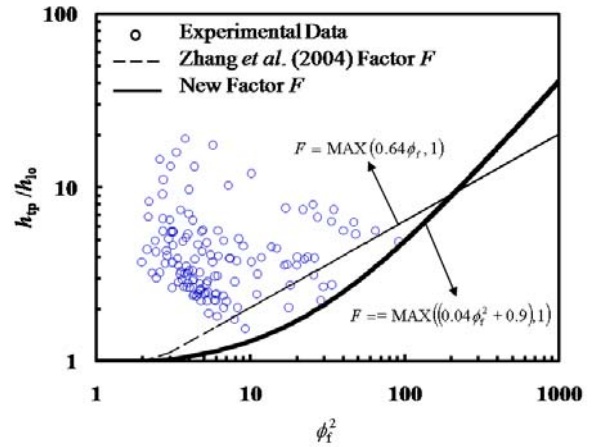


Fig. 6 Two-phase heat transfer multiplier as a function of  $\phi_f^2$ .

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

본 연구에서 상관식을 나타내기 위한  $F$ 값은 Fig. 6에 나타내었듯이 방정식 (6)으로부터 구한  $\phi_f^2$ 와 실험데이터를 이용하여 방정식 (8)과 같이 구하였다.

$$F = \text{MAX}((0.04\phi_f^{1.6} + 0.9), 1) \quad (8)$$

핵비등열전달계수  $h_{nbc}$ 는 식(9)와 같이 Cooper<sup>(18)</sup>상관식을 이용하였다.

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

미니채널에서 증류유동을 고려한 Martinelli parameter  $X_{tt}$ 는 2상유동 마찰요소  $\phi_f^2$ 로 대체할 수 있다. 본 실험데이터를 사용하여 새로운 핵비등 억제 계수를 다음과 같이 제안하였다.

$$S = 205.358(\phi_f^2)^{-0.656} Bo^{0.454} \quad (10)$$

개발한 열전달 상관식과 본 실험데이터를 비교한 결과 평균편차가 -0.33%, 절대평균편차가 14.01%로 나타났으며, Fig. 7과 같이 예측 값과 실험데이터는  $\pm 20\%$  이내로 잘 일치하였다.

## 5. 결론

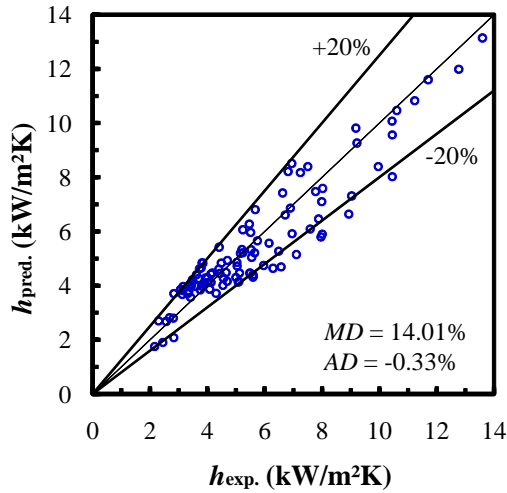


Fig. 7 Experimental heat transfer coefficient vs predicted heat transfer coefficient

수평미세관의 내경 300 $\mu$ m, 관길이 3 00 mm인 스테인레스강 튜브를 시험부로 이용한 R-410A의 비등열전달 실험을 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 비등열전달계수는 저건도 영역에서 증가하였지만 고건도영역으로 갈수록 감소하는 경향을 보였다.

(2) 비등열전달계수에 미치는 질량유속의 영향은 거의 나타나지 않았지만, 열유속이 증할수록 열전달계수도 증가하여 열유속의 영향이 확실히 나타났다.

(3) 실험결과를 기존의 열전달 상관식과 비교한 결과  $\pm 28\%$  이상의 오차를 나타내었으며, 따라서 실험데이터가 평균편차  $-0.33\%$  및 절대평균편차 14.01%로 일치하는 마이크로관내 R-290에 대한 열전달상관식을 개발하였다.

### 참고문헌

1. 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.
2. Tcukerman, D. B. and Pease, R.F.W., 1981, High-performance heat sinking for VLSI, *IEEE Electron Device L.*, EDL-2-5.
3. Kandlikar, S. G., 2003, Microchannels and Minichannels History, Terminology, Classification and Current Research Needs, 1st Int. Conference on Microchannels and Minichannels, Rochest USA, ICMM2003-1000, pp. 1-6.
4. Thome, J. R., 2004, Boiling in microchannels: a review of experiment and theory, *Int. J. Heat and Fluid Flow* Vol. 25, No. 2, pp. 128-39.
5. Oh, J. T. and Ardiyansyah, A., 2008, Two-phase flow and boiling heat transfer in microchannels, *Int. J. AC and Refrigeration* Vol. 16, No 2, pp. 51-63
6. Bao, Z. Y., Fletcher, D. F. and Haynes, B. S., 2000, Flow boiling heat transfer of freon R11 and HCFC123 in narrow passages, *Int J Heat and Mass Transfer* Vol.43, pp.3347-3358.
7. Pamitran, A. S., Choi, K. I., Oh, J. T. and Oh, H. K., 2007, Forced convective boiling heat transfer of R-410A in horizontal minichannels, *Int. J. Refrigeration* Vol. 30, No. 1, pp. 155-165.
8. Lin, S., Kew, P.A. and Cornwell, K., 2001, Two-phase heat transfer to a refrigerant in a 1 mm diameter tube, *Int. J. Refrigeration* Vol. 24, pp. 51-56.
9. Pettersen, J., 2004, Flow vaporization of CO2 in microchannels tubes, *Exp. Thermal and Fluid Science* Vol28, pp. 111-121.
10. Shah, M. M., 1982, Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study, *ASHRAE Trans*, Vol. 88, pp. 185-196.
11. Gungor, K. E. and Winterton, H. S., 1986, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, *Int. J. Heat Mass Transfer*. Vol. 29, No. 3, pp. 351-358.
12. 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.
13. 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.
14. Jung, D. S., McLinden, M., Radermacher, R. and Didion, D., 1989, A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures, *Int J Heat Mass Transfer* Vol.32 No.9, pp.1751-1764.
  15. 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.
  16. 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.
  17. 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.
  18. M.G. Cooper, 1984, Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling-a wide-ranging examination using reduced properties, *In: Advances in Heat Transfer, Academic Press* 16, pp.157-239.