

R-410A 비등열전달에 미치는 미세관경 0.5mm와 3.0mm의 영향

A. S. Pamitran, 최 광 일, 오 종 택^{*†}, Pega Hrnjak^{**}

전남대학교대학원 냉동공조공학과, 전남대학교 냉동공조공학과*, University of Illinois^{**}

Flow Boiling Heat Transfer of R-410A in 0.5mm & 3.0mm Diameter Horizontal Tube

A. S. Pamitran, Kwang-Il Choi, Jong-Taek Oh^{*†}, Pega Hrnjak^{**}

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

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

***Department of Mechanical Science and Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, 1206 West Green Street, Urbana, IL 61801, USA*

ABSTRACT: Two-phase flow boiling heat transfer of R-410A in horizontal small tubes was reported in the present experimental study. The local heat transfer coefficients were obtained over a heat flux range of 5 to 40 kW/m², a mass flux range of 170 to 600 kg/m²s, a saturation temperature range of 3 to 10 °C, and quality up to 1.0. The test section was made of stainless steel tubes with inner diameters of 0.5 and 3.0 mm, and lengths of 330 and 3000 mm, respectively. The section was heated uniformly by applying a direct electric current to the tubes. The effects on heat transfer of mass flux, heat flux, inner tube diameter, and saturation temperature were presented. The experimental heat transfer coefficient is compared with six existing heat transfer coefficient correlations. A new boiling heat transfer coefficient correlation based on the superposition model for R-410A in small tubes was developed with mean deviation of 10.13%.

Key words: R-410A, Flow boiling(흐름비등), Horizontal small tube(수평미세관), Heat transfer coefficient(열전달계수), Correlation(상관식)

기 호 설 명

<hr style="border: 1px solid black;"/> <p>Bo : 보일링 수 [$q/(h_{fg}G)$]</p> <p>C : Chisholm parameter</p> <hr style="border: 1px solid black;"/> <p>† Corresponding author Tel.: +82-61-659-3273; fax: +82-61-659-3279 E-mail address: ohjt@chonnam.ac.kr</p>	<p>C_p : 정압비열[J/kg · K]</p> <p>D : 관경[m]</p> <p>F : Reynolds수 인자</p> <p>f : 마찰요소</p> <p>G : 질량유속[kg/m² · s]</p> <p>h : 열전달계수[kW/m² · K]</p> <p>i : 엔탈피[kJ/kg]</p> <p>k : 관의 열전도계수[W/m · K]</p> <p>L : 관길이[m]</p>
---	---

M	: 분자량
P	: 압력[Pa]
Q	: 열량[kW]
q	: 열유속[kW/m ²]
Re	: Reynolds수
T	: 온도[K]
We	: Weber수
X	: Lockhart-Martinelli parameter
x	: 건도

그리스 문자

μ	: 점성계수[Pa · s]
ρ	: 밀도[kg/m ³]
ϕ^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

2007년 12월 15일 인도네시아 발리 기후변화협약 당사국 총회에서 채택된 ‘발리로드맵’은 ‘post-2012기후변화협상’의 기본 방향을 제시한 것으로써 2013년부터는 우리나라도 온실가스 의무 감축국에 포함되는 것이 거의 확실시 되고 있다. 그러므로 냉동공조기기 및 그 시스템의 작동 유체로 사용되고 있는 HCFC 냉매도 조속한 시일내에 친환경 자연냉매로 대체시켜야 할 것이다. 또한 응축기 및 증발기 등의 열교환기도 에너지절약과 더불어 내경 3.0 mm 이하의 미세관

으로 콤팩트화 하는 것이 더 효율화가 될 것이다.

미세관내 흐름비등에서는 핵비등이 열전달률에 큰 영향을 미치면서 층류유동이 나타나므로 기존 대구경관 열전달 상관식을 그 열전달예측에 적용할 경우 정확히 예측할 수가 없다.

본 연구는 0.5 mm와 3.0 mm 미세관내 R-410A 비등 열전달 실험을 행하였으며, 그 실험데이터를 기존 상관식과 비교하여 미세관 열전달 예측에 적용 가능한 새로운 열전달 상관식을 개발하였다.

2. 실험장치 및 방법

실험장치는 Fig. 1과 같이 직경 0.5 mm의 시험부와 냉각기, 팽창밸브, 응축기, 수액기로 구성되어 있다. 증기냉매는 냉각기에서 응축되어 니들밸브에 의해 냉매량이 조절되어 액상으로 시험부에 들어간다. 유입된 냉매는 전기직접가열에 의해 증발된 후 응축기에서 응축되어 수액기로 유입된다. 시험부는 스테인레스강 튜브로써 내경 0.5 mm, 시험부 길이가 330 mm인 수평평활관으로 구성하였다. 관벽의 국소 및 평균온도를 측정하기 위하여 T형 열전대를 길이방향 30 mm 간격으로 10곳의 상, 하, 중앙부에 90° 방향으로 4군데 부착하였다. 시험부는 전기 직접가열방식을 이용하여 시험부 전구간에 걸쳐 일정하게 가열시켰으며, 또한 가열량은 공급되는 전압과 전류에 의해 조절되었다.

그리고 시험부 내경이 3 mm인 실험장치의 계략도는 Fig. 2와 같다. 실험장치는 응축기, 과냉각기, 냉매펌프, 예열 및 예냉기, 그리고 시험부인 증발기로 구성 하였으며, 실험방법은 2007년

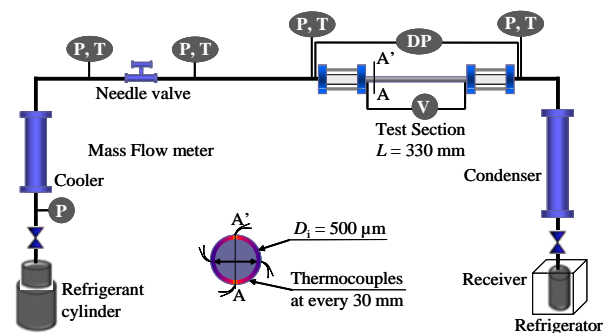


Fig. 1 The experimental test facility with test section of 0.5 mm diameter tube

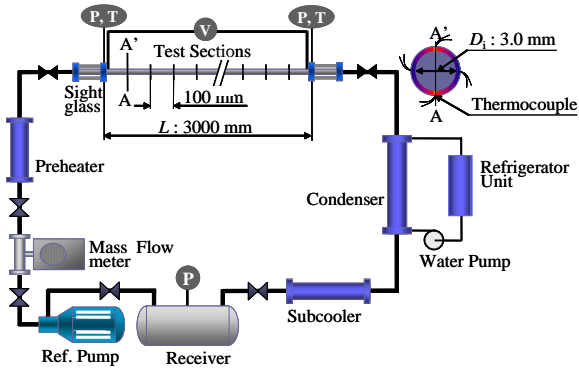


Fig. 2 The experimental test facility with test section of 3 mm diameter tube

Table 1 Range of experimental conditions.

Refrigerants	R-410
Test section	Horizontal stainless steel smooth tube
Inner tube diameter[mm]	0.5, 3.0
Saturation temperature[°C]	3-10
Tube length[mm]	330, 3000
Mass flux[kg/m²s]	100-600
Heat flux[kW/m²]	5-40
Quality	0-1.0

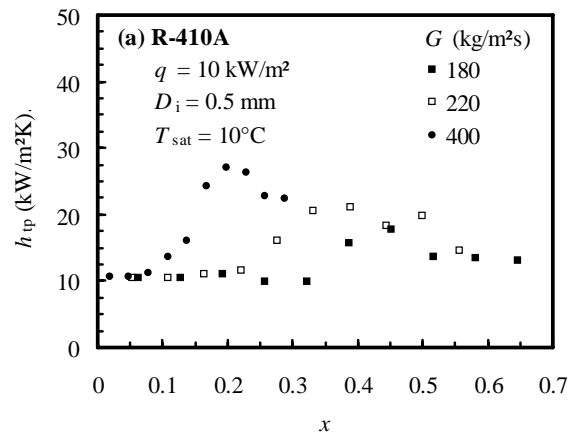
Int J. of Refrigeration⁽¹⁾에 투고된 내용과 같다.

본 실험에서는 시스템 전체가 2시간 이상 정상 상태가 된 것을 확인한 후 데이터를 측정 하였으며 그 조건은 Table 1과 같다.

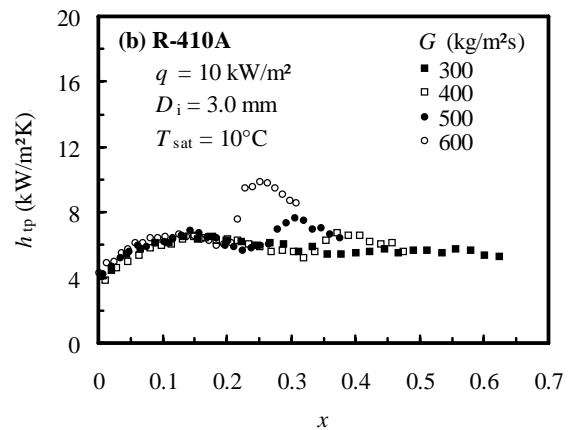
3. 실험결과 및 고찰

3.1 비등열전달계수에 미치는 질량유속의 영향

Fig. 3의 (a)와 (b)는 포화온도 10°C, 열유속 10 kW/m²일 때 내경 0.5 mm와 3.0 mm에서의 질량유속의 변화가 열전달계수에 미치는 영향을 알기 위해 건도 변화에 따른 열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 내경 3.0 mm 저건도 영역에서는 질량유속이 증가해도 열전달계수에 미치는 영향은 미미하다. 이것은 저건도영역에서 핵비등의 영향이 지배적이기 때문이다. 즉 일반 보통의 관경에서는 강제대류의 영향이 열전달계수에 지배적이지만 미세관에서는 핵비등이 강제대류보다 더 크게 영향을 준다고 할 수 있



(a) $D_i=0.5\text{mm}$



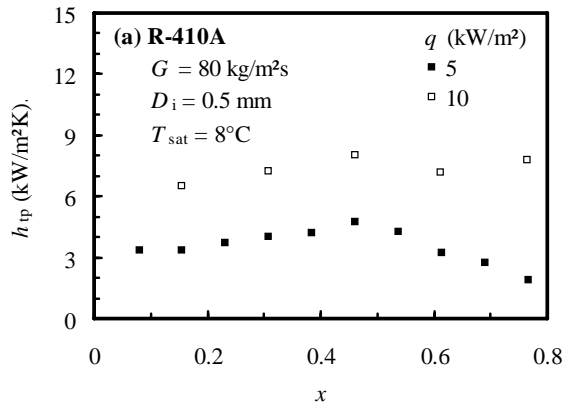
(b) $D_i=3.0\text{mm}$

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

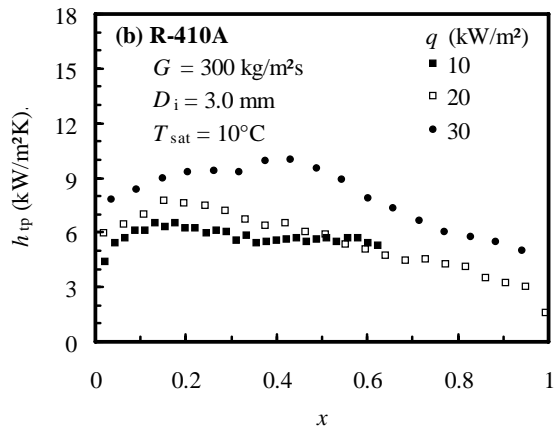
다. ⁽¹⁻⁵⁾ 그러나 관내경 0.5 mm는 상대적으로 고질량유속일 경우 저건도 영역에서부터 열전달계수가 증가할 뿐만 아니라 건도 약 0.2에서 열전달계수가 약 28 kW/m²K로써 최고값을 나타내고 있다. 이것은 냉매물성과 미세관의 기하학적효과 때문이라고 사료되며, 또한 건도가 증가할수록 환상유동으로 되기 때문이다.

3.2 비등열전달계수에 미치는 열유속의 영향

Fig. 4의 (a) 및 (b)는 시험부 내경 0.5 mm와 3.0 mm에서 열유속 및 건도 증가에 따른 열전달계수 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 저건도영역에서부터 열유속이 증가함에 따라 열전달계수도 증가하고 있다. 미세관경 0.5 mm에서는 열유속이 2배일 경우 열전달계수는



(a) $D_i=0.5\text{mm}$



(b) $D_i=3.0\text{mm}$

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

평균 2배 이상 증가하고 있다. 이것은 핵비등이 증발 초기단계에서부터 지배적이며, 특히 고열유속일수록 그 영향이 크게 나타나고 있다. 그러나 고건도 영역에서는 건도의 영향으로 핵비등이 억제되고 있으며, 이것은 건도가 증가할수록 강제 대류가 나타나기 때문이다. 이러한 경향은 P. A. Kew and K. Cornwell⁽²⁾, Yan *et al.*⁽⁶⁾, Kuo-Wang⁽⁷⁾ 등의 기존 연구결과와도 일치한다.

3.3 비등열전달계수에 미치는 관경의 영향

Fig. 5는 질량유속 $300\text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속 20 kW/m^2 , 포화온도 10°C 일 때 미세관경이 열전달계수에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 건도 약 0.6까지 관내경 0.5 mm 가 관내경 3.0 mm 보다 열전달계수가 평균 2배 이상이며 건도 0.4 부근에서는 3배 정도가 됨을 알 수 있다. 관경이 작을수록 상대적으로 전열면적이 증가하게 되고,

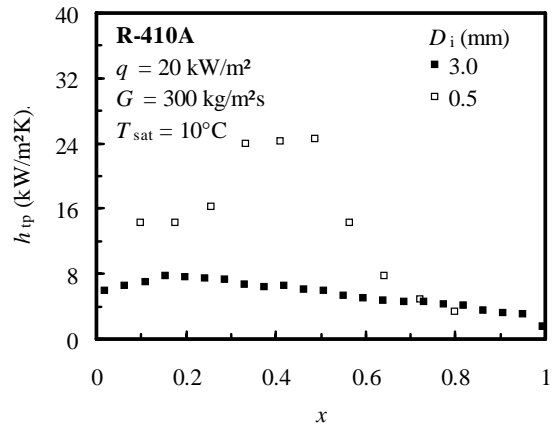


Fig. 5 The effect of inner diameter on heat transfer coefficient

dry-patch가 빠른 것은 핵비등이 활발하기 때문이다. 또한 관경이 작은 경우에 저건도영역에서 열전달계수가 급격히 증가하는 것은 관경이 작을수록 저건도 영역에서 환상유동이 나타나기 때문이다. Dry-out도 관경이 작을수록 빨라짐을 알 수 있다.

3.4 증발열전달 상관식과의 비교

Table 2는 기존상관식과 본 실험의 데이터를 비교한 것이다. 여러 가지 유체와 미세관 및 대류채널의 다양한 조건에서 개발된 Gungor-Winterton⁽⁸⁾의 상관식이 본 실험 데이터와 대체로 잘 일치하였다. 핵비등의 영향을 고려하지 않은 Kandlikar-Steinke⁽¹³⁾ 및 Zhang *et al.*⁽¹⁴⁾의 상관식은 큰 오차를 보이고 있다.

대부분의 상관식들이 큰 편차를 보이는 것은 Table 2 Deviation of the heat transfer coefficient comparison between the present data and the previous correlation.

Correlations	MD	AD
Gungor-Winterton ⁽⁸⁾	22.56	-1.98
Wattelet <i>et al.</i> ⁽⁹⁾	24.97	-7.98
Jung <i>et al.</i> ⁽¹⁰⁾	31.13	-8.58
Shah ⁽¹¹⁾	34.39	-31.77
Chen ⁽¹²⁾	38.52	-11.73
Kandlikar and Steinke ⁽¹³⁾	46.41	-9.49
Zhang <i>et al.</i> ⁽¹⁴⁾	51.96	23.28

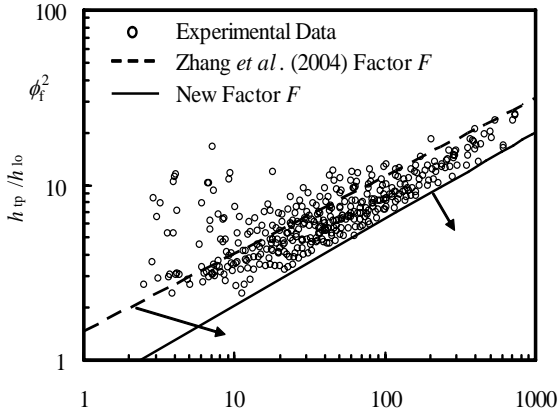


Fig. 7 Two-phase heat transfer multiplier as a function of

미세관내 냉매 증발에 따른 열전달계수에 미치는 핵비등 영향을 잘 고려하지 않았거나 제한적인 데이터에서 상관식을 개발했기 때문이다.

3.5 새로운 상관식 개발

Zhang et al.⁽¹⁴⁾은 기액 2상 비등열전달에서 기상의 증가에 의한 난류의 발달로 압력강하가 증가한다고 하여 Chen⁽¹²⁾의 레이놀즈수 F 를 2상유동마찰손실배수로서 $F = \text{fn}(\phi_f^2)$ 와 같이 나타내었다.

ϕ_f^2 는 식(1)과 같이 4가지 유동조건에 대해 Chisholm⁽¹⁵⁾의 일반식으로 나타낼 수 있다.

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

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 (2)로부터 구할 수 있다.

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

본 연구에서 상관식을 나타내기 위한 F 값은 Fig. 7에 나타내었듯이 방정식 (1)로부터 구한 ϕ_f^2

Table 3 Summary of the new heat transfer coefficient correlation for evaporative refrigerants in minichannels.

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

$$S = \frac{39.365Bo^{0.345}}{\phi_f}$$

$$h_{nbc} = 55P_r^{0.12}(-0.4343\ln P_r)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67}, \text{ where } q \text{ is}$$

$$F = \text{MAX}(0.65\phi_f, 1)$$

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

$$\phi_f^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}, \quad X = \left(\frac{f_f}{f_g}\right)^{1/2} \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{1/2}$$

$$C(\text{tt}) = 20, \quad C(\text{vt}) = 12, \quad C(\text{tv}) = 10, \quad C(\text{vv}) = 5$$

$$f_{f \text{ or } g} = \frac{16}{\text{Re}_{f \text{ or } g}} \text{ for } \text{Re}_{f \text{ or } g} < 1000$$

$$0.079$$

와 실험데이터를 이용하여 방정식 (3)과 같이 구하였다.

$$F = \text{MAX}(0.65\phi_f, 1) \quad (3)$$

핵비등열전달계수 h_{nbc} 는 식(4)와 같이 Cooper⁽¹⁶⁾상관식을 이용하였다.

$$h_{nbc} = 55P_r^{0.12}(-0.4343\ln P_r)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \quad (4)$$

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

$$S = \frac{39.365Bo^{0.345}}{\phi_f} \quad (5)$$

개발한 열전달 상관식과 본 실험데이터를 비교한 결과 평균편차가 -1.40%, 절대평균편차가 10.13%로 나타났으며, 예측 값과 실험데이터는 $\pm 20\%$ 이내로 잘 일치하였다. Table 3에 새로운 상관식을 정리하였다.

4. 결론

수평마이크로관의 내경이 각각 0.5 mm와 3.0 mm, 관길이 330 mm와 3000 mm인 스테인레스강관을 시험부로 이용한 R-410A의 비등열전달 실험을 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 건도 증가에 따른 열전달계수에 미치는 질량유속의 영향이 관내경 3.0 mm는 작았으나 관내경 0.5 mm는 그 영향이 크게 나타났으며 건도 0.2에서 질량유속이 2배일 때 열전달계수는 2.8배가 되었다.

(2) 열유속이 증가할수록 열전달계수도 증가하였다.

(3) 관경이 작을수록 열전달계수도 증가하였으며, 관경이 6배로 축소되면 열전달계수는 최고 3배정도 증가하였다.

(4) 실험결과를 기존의 열전달 상관식과 비교한 결과 $\pm 22\%$ 이상의 오차를 나타내었으며, 따라서 실험데이터가 평균편차 -1.40% 및 절대평균편차 10.13% 로 일치하는 미세관내 R-410A에 대한 열전달상관식을 개발하였다.

참고문헌

1. K.I. Choi, A.S. Pamitran, J.T. Oh, C.Y. Oh, 2007, Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO₂ in horizontal smooth minichannels, *Int J Refrigeration* Vol.30, pp.1336-1346.
2. P.A. Kew, K. Cornwell, 1997, Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels, *Applied Thermal Engineering* Vol.17 No.8-10, pp. 705-715.
3. G.M. Lazarek, S.H. Black, 1982, Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small diameter vertical tube with R-113, *Int J Heat Mass Transfer* Vol. 25, pp. 945-960.
4. M.W. Wambsganss, D.M. France, J.A. Jendrzejczyk, T.N. Tran, 1993, Boiling heat transfer in a horizontal small-diameter tube, *Journal of Heat Transfer* Vol.115, pp.963-975.
5. Z.Y. Bao, D.F. Fletcher, B.S. Haynes, 2000, Flow boiling heat transfer of freon R11 and HCFC123 in narrow passages, *Int J Heat and Mass Transfer* Vol.43, pp.3347-3358.
6. Y.Y. Yan, T.F. Lin, 1998, Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe, *Int J Heat and Mass Transfer* Vol.41, pp.4183-4194.
7. C.S. Kuo, C.C. Wang, 1996, In-tube evaporation of HCFC-22 in a 9.52 mm micro-fin/smooth tube, *Int J Heat Mass Transfer* Vol.39, pp.2559-2569.
8. K.E. Gungor, H.S. Winterton, 1987, Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data, *Chem Eng Res* Vol.65, pp.148-156.
9. J.P. Wattlelet, J.C. Chato, A.L. Souza, B.R. Christoffersen, 1994, Evaporative characteristics of R-12, R-134a, and a mixture at low mass fluxes, *ASHRAE Trans* 94-2-1, pp.603-615.
10. D.S. Jung, M. McLinden, R. Radermacher, D. Didion, 1989, A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures, *Int J Heat Mass Transfer* Vol.32 No.9, pp.1751-1764.
11. Shah M.M., 1988, Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study, *ASHRAE Trans* 2673, pp.185-196.
12. J.C. Chen, 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.
13. S.G. Kandlikar, M.E. Steinke, 2003, Predicting heat transfer during flow boiling in mini-channels and microchannels, *ASHRAE Trans* CH-03-13-1, pp.667-676.
14. W. Zhang, T. Hibiki, K. Mishima, 2004, Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels, *Int J Heat and Mass Transfer* Vol.47, pp.5749-5763.
15. D. Chisholm, 1967, A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow, *Int J Heat Mass Transfer* Vol.10, pp.1767-1778.
16. 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.