

미세 수평 사각 유로에서의 비등 열전달에 대한 실험적 연구

이 한 주* · 이 상 용†

(2001년 1월 20일 접수, 2001년 7월 10일 심사완료)

An Experimental Study on Flow Boiling Heat Transfer within Horizontal Rectangular Channels with Small Heights

Han Ju Lee and Sang Yong Lee

Key Words : Two-Phase Flow (2 상 유동), Horizontal Rectangular Channel with Small Height(미세 사각 유로), Flow Boiling Heat Transfer (유동 비등 열전달)

Abstract

The present paper proposes a new correlation for the flow boiling heat transfer coefficients in the low flow rate condition ($Re_{LF} \leq 200$) within horizontal rectangular channels with small gaps (heights). The gap between the upper and the lower plates of each channel ranges from 0.4 to 2mm while the channel width being fixed to 20mm. Refrigerant 113 was used as the test fluid. The mass flux ranges from 50 to 200kg/m²s and the channel walls were uniformly heated with the heat flux range of 3 - 15kW/m². The quality range covers from 0.19 to 0.76 and the flow pattern is considered to be annular. The measured heat transfer coefficients increase with the mass flux and the local quality; however the effect of the heat flux appears to be minor. At the low mass flux condition, which is more likely with the smaller gap size, the heat transfer is primarily controlled by the liquid film thickness. The proposed F factor for the heat transfer coefficient in the range of $Re_{LF} \leq 200$ well represents the experimental data within the deviation of $\pm 20\%$. The Kandlikar's flow boiling correlation covers the higher flow-rate range ($Re_{LF} > 200$) within the deviation of $\pm 20\%$.

기호설명

AR : 단면중형비(=유로높이/유로폭)
 c_p : 비열(J/kgK)
 D_h : 수력직경(m)
 g : 중력가속도(m/s²)
 G : 질량유속(kg/m²s)
 h : 대류 열전달계수(W/m²°C)
 i_{fg} : 증발잠열(J/kg)
 j : 겉보기 속도(m/s)
 k : 열전도계수(W/m°C)

p : 압력(Pa)
 P : 접수길이(m)
 q : 예열기와 시험부로 공급되는 열량(W)
 q'' : 열유속(W/m²)
 q''' : 단위 체적당 열 발생량(W/m³)
 t : 시험부 벽면 두께(m)
 T : 온도(°C)
 W : 질량 유량(kg/s)
 x : 건도
 X : 마티넬리(Martinelli)변수
 z : 유동 방향 좌표

그리스문자

δ : 액막 두께(m)
 ϕ : 마찰손실배수
 μ : 점도(Ns/m²)

* 한국과학기술원 기계공학과
 † 책임저자, 회원, 한국과학기술원 기계공학과
 E-mail: e_hyunny@cais.kaist.ac.kr
 TEL: (042) 869-3026 FAX: (042) 869-8207

- ρ : 밀도(kg/m³)
- σ : 표면장력(N/m)
- τ : 전단응력(N/m²)

하첨자

- G : 기상
- L : 액상
- LF : 액막
- Lo : 유동전체를 액체유동으로 가정했을 경우 상태량
- pre : 예열기
- sat : 포화상태
- $test$: 시험부
- TP : 2 상(액상과 기상)
- tt : 기상과 액상 모두 난류 유동인 경우
- w : 벽면

무차원수

- Bo : Boiling 수 q''/Gi_{fg}
- Co : Convection 수 $(1-x/x)^{0.8}(\rho_G/\rho_L)^{0.5}$
- N_{CONF} : Confinement 수 $\left[\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_G)} \right]^{0.5} / D_h$
- Nu : Nusselt 수 hD_h/k_L
- Pr_L : Prandtl 수 $\mu_L c_{p,L}/k_L$
- Re : Reynolds 수 GD_h/μ

1. 서 론

밀집형 열교환기를 사용함으로써 동일한 열전달 성능을 내는 기존의 열교환기에 비해 실로 엄청난 크기의 감소를 가능케 하였다. 이러한 크기 감소는 열교환기를 제작하는 데 필요한 재료의 절감을 가져왔고 열교환기에서의 열손실 감소와 더불어 경제적으로 큰 이점을 주게 된다. 또한 냉매의 유로가 작아지면서 냉매의 충진률이 줄어들게 되어 냉매로 인한 환경오염 문제가 줄어들게 된다.⁽¹⁾ 밀집형 열교환기의 구조는 평판-원형이 사용되고 있으며, 일반적으로 유로의 높이가 0.5-2.0mm 에 해당한다. 이러한 미세 유로로 인해 5mm 이상의 비교적 큰 관과는 달리 열교환기의 운전 영역이 층류 영역에 해당한다.⁽¹⁾ 그러나 저유량 조건에서 작동되는 미세 유로에서의 비등 열전달에 관련된 연구 결과는 극히 제한되어 있기 때문에 고밀집화되고 있는 밀집형 열교환기의 설계에 적용할 수 있는 일반적인 상관식이 부재한 실

정이며, 미세 유로에 대한 많은 실험 자료의 확보가 시급한 실정이다.

관 내 비등 열전달은 핵비등(nucleate boiling)과 2 상 강제 대류 열전달(two-phase forced convection heat transfer)의 두가지 기구에 의해 이루어진다. 핵비등의 경우에는 높은 열유속과 낮은 건도 영역에서 주로 비등 열전달을 지배하며, 대표적인 유동양식으로는 기포류와 슬러그류가 해당된다. 또한 질량유속보다는 열유속의 증가에 의한 벽면에서의 기포의 생성 및 이탈과 관련된 유동의 교란에 의해 열전달이 증가한다. 반면, 2 상 강제 대류의 경우에는 낮은 열유속과 높은 건도 영역에서 지배적이며, 환상류 영역에 해당한다. 2 상 강제 대류 열전달은 얇은 액막으로부터 중심부의 기체상으로의 액체의 증발에 의한 것이며, 질량유속과 건도 증가에 의해 열전달이 증가한다. 미세 유로 내부에서의 비등 열전달과 관련된 기존의 연구 결과들을 Table 1 에 정리하였다. Table 1 로부터 confined bubble 혹은 슬러그류와 같이 기포의 성장이 벽면에 의해 방해 받는 경우에는 Cornwell 과 Kew,⁽¹⁾ Kew 와 Cornwell⁽²⁾이 제시한 Confinement 수 (N_{CONF})가 중요한 의미를 가지나, 일정 건도 이상에서 형성된 환상류의 경우에는 이의 사용이 불합리함을 알 수 있다. 저유량 조건에서 작동되는 밀집형 열교환기의 경우에는 전체 질량유속을 단상으로 가정했을 경우에 층류 영역에 해당하게 되며, 2 상의 경우에는 액상과 기상은 각각 층류와 난류 영역에 해당한다. 따라서 Table 1 에서 볼 수 있는 것과 같이 2 상 강제 대류 열전달 영역에서의 비등 열전달계수를 표현하는 데 사용되는 F 변수를 기상과 액상이 모두 난류인 경우의 마티넬리 변수로 표현한다든지, 단상유동 열전달 예측을 위한 상관식에 난류 유동의 상관식을 사용하는 것은 타당하지 않다. 이에 본 연구에서는 저 유량 조건의 미세 사각유로에 적용할 수 있는 비등 열전달 예측 상관식을 제안하고자 한다. 이를 위해 R-113 을 사용한 수평 미세 사각유로(20×(0.4, 1, 2)mm²)에서 50-200kg/m²s 의 질량유속 범위와 3-15kW/m² 의 열유속 범위에서 실험을 수행하였다.

2. 실험장치 및 데이터 처리

수평 미세 사각유로에서의 비등열전달 실험을 위한 실험장치의 개략도를 Fig. 1 에 나타내었으며, 실험장치에 대한 설명은 이한주와 이상용⁽¹⁵⁾에 구체적으로 기술되어 있다. 유동 방향의 국소 열전달계수는 Fig. 1 에서 볼 수 있는 것처럼 시험부

해당 축 방향 위치에서 상, 하부 벽면 온도의 평균치를 사용하여 식 (1)과 같이 구한다. 또한 본 실험에 사용된 것과 같은 수평 미세 유로인 경우에는 관 중심에 대해 대칭인 유동양식이 나타나게 되고, 상, 하부 벽면 온도 차이는 온도 측정의 불확실성($\pm 0.17^\circ\text{C}$) 내에 존재함을 확인하였다.

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

여기서, T_{sat} 는 유동방향에 따른 2 상 유동 압력강하를 고려한 국소위치에서의 포화온도를 의미한다. 또한 실험을 통해 직접 측정할 수 있는 벽면 온도는 시험부의 외벽면 온도에 해당한다. 따라서 내벽면 온도 T_w 는 정상상태, 시험부 유로 벽의 단위 부피당 균일한 열발생률, 그리고 미세 사각유

로의 단면중횡비가 0.1 이하이므로, 1 차원 전도 문제

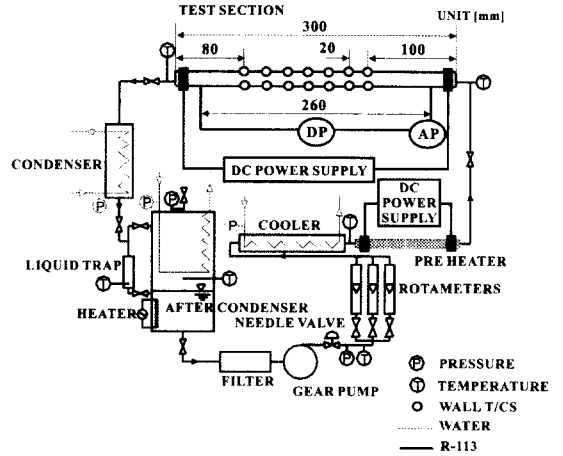


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 The state-of-the-art on the boiling heat transfer in small channels

Authors	Geometry*, mm (or mm ²)	Orient ation*	Fluid	Flow regime	Dominant heat transfer mechanism†	Remarks
Cornwell & Kew, ⁽¹⁾ Kew & Cornwell ⁽²⁾	1.2×0.9, 3.25×1.1	V	R-113	Isolated bubble Confined bubble Annular-slug	N T	$Nu = C_1 Re_{Lo}^{0.8} Bo^{0.7}$ $Nu = C_2 Re_{Lo}^{0.8} Bo^{0.3} N_{CONF}^{0.5} Pr_L^{0.4}$ $Nu = C_3 F Nu_{Lo}$
Lazalek Black ⁽³⁾ & Tran ⁽⁴⁾	● 3.1	V	R-113	-	N	$Nu = 30 Re_{Lo}^{0.857} Bo^{0.714}$
Tran et al. ⁽⁵⁾ Tran et al. ⁽⁶⁾ Wambsganss et al. ⁽⁷⁾	1.4.06×1.7 ● 2.46 ● 2.92	H H H	R-12 R-12 R-113	Most likely to be associated with <u>slug flow</u>	N	$Nu = 770(Re_{Lo} Bo N_{CONF})^{0.62} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0.297}$
Kuznetsov & Shamirzaev ⁽⁸⁾	annulus gap 0.9	H	R-318C	Small bubbles Taylor's bubbles Cell flow Annular	N T	Tran's correlation works well in the quality range lower than 0.3 Tran's correlation failed in the quality range greater than 0.3
Oh et al. ⁽⁹⁾	● 0.75, 1, 2	H	R-134a	Most likely to be associated with <u>annular flow</u>	T	$F = f_n(X_{ff})$
Mandrusiak & Carey ⁽¹⁰⁾	fin height 1.91, 3.81, 9.52	V	Water Methanol Butanol R-113	Annular	T	$F = f_n(X_{ff})$
Robertson, ^(11,12) Robertson & Lovegrove ⁽¹³⁾	fin hydraulic diameter 2.4	V	R-11 N ₂	Most likely to be associated with <u>annular flow</u>	T	Experimental data was represented using the film-flow model suggested by Hewitt and Hall-Taylor (1970)

* : 1 rectangular channel; ● circular tube; 2 annulus; 3 finned channel

*: H and V denote horizontal flow vertical flows, respectively

† : N and T stand for nucleate boiling and two-phase forced convection, respectively

제로 가정할 경우, 외벽면에서의 단열조건과 주어진 온도조건을 경계조건으로 사용하면⁽⁷⁾ 다음과 같다.

$$T_w = T_{w,o} - \left(\frac{q''_w t^2}{2k_w} \right) \quad (2)$$

시험부 입,出口的 건도 x_{in} 과 x_{out} 은 각각 다음의 열정산을 통해서 구할 수 있으며, 그 사이에 위치한 시험부 내부의 건도는 유동 방향에 따른 시험부 내부의 건도 변화가 선형적이라는 가정을 이용해 구할 수 있다.

$$x_{in} = \left[\frac{q_{pre}}{W} - c_{p,L} \Delta T \right] / i_{fg} \quad (3)$$

$$x_{out} = x_{in} + \frac{q_{leak}}{Wi_{fg}} \quad (4)$$

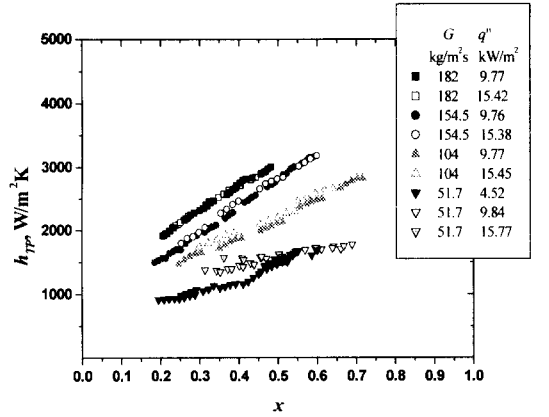
여기서, ΔT 는 예열기 입, 출구 온도차를 나타낸다.

실험에 사용한 변수들에 대한 불확실성 해석을 Kline⁽¹⁶⁾이 제안한 방법을 사용하여 수행하였다. R-113 의 유량, 시험부에서의 온도 그리고 압력강하는 각각 $\pm 2\%$, $\pm 0.17^\circ\text{C}$ 그리고 $\pm 2\%$ 에 해당한다. 또한 시험부 입구 건도, 시험부에서의 건도, 마찰 압력강하 그리고 예열기와 시험부에서의 공급 전원의 불확실성은 각각 $\pm 9.85\%$, $\pm 13.2\%$, $\pm 2.4\%$, $\pm 4.95\%$ 그리고 $\pm 4.81\%$ 에 해당한다. 또한 열전달계수에 대한 불확실성은 최대 $\pm 18.1\%$, 최소 $\pm 5.22\%$ 이다.

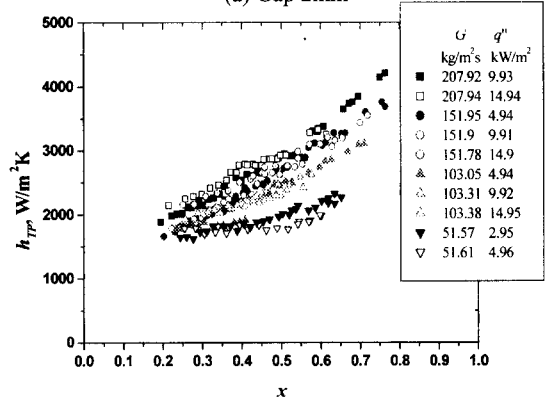
3. 비등 열전달

Fig. 2 에는 시험부에서의 건도, 질량유속 그리고 열유속을 각각 0.19-0.76, 51.6-208.9kg/m²s, 2.95-15.8kW/m² 으로 변화시켜 가며, 유로높이 별 비등 열전달계수를 도시하였다. 유로높이가 0.4mm 인 경우에는 시험부 공급 전원의 정확도와 시험부에서의 국부적인 드라이아웃(local dryout)을 고려하여, 50kg/m²s 의 질량유속과 15kW/m²의 열유속 조건에 대한 실험결과가 포함되어 있지 않다.

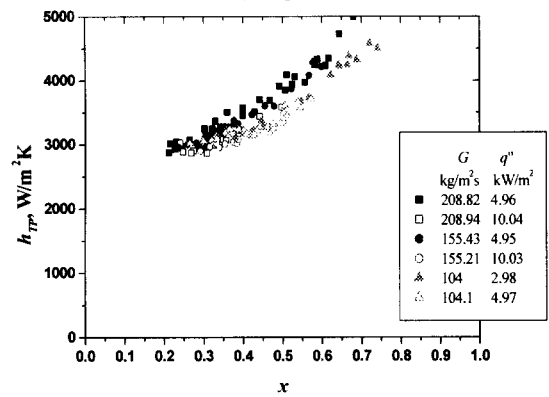
모든 유로높이에 대해서, 열유속이 비등 열전달에 미치는 영향은 질량유속이나 건도가 비등 열전달에 미치는 영향에 비해 상대적으로 미미함을 알 수 있으며, 건도와 질량유속이 증가할수록 비등 열전달계수는 증가함을 알 수 있다. 이러한 경향은 핵비등이 억제되고 2 상 강제 대류에 의해 열전달이 일어나고 있음을 의미하는 것으로 유동양



(a) Gap 2mm



(b) Gap 1mm



(c) Gap 0.4mm

Fig. 2 Boiling heat transfer coefficients in rectangular Channels with quality, mass flux, and heat flux

식이 환상류입을 예상할 수 있다. 또한 Kandlikar⁽¹⁷⁾는 관 내 유동 비등인 경우에 있어서 핵비등과 대류비등을 구분하는 변수로서 Convection 수(Co)를 제시하였으며, 0.65 이하인 경우에는 핵비등의 영향을 고려할 필요가 없는 영역

에 해당함을 제시하였으며, 본 실험 조건은 모두 $Co < 0.65$ 에 해당한다. 이러한 사실들로부터 실험 조건이 모두 환상류 영역에 해당한다고 말할 수 있다.

Fig. 2로부터 주목해야 할 점은 유로높이가 작아질수록, 질량유속 변화에 따른 비등 열전달계수의 변화폭이 줄어든다는 것이다. 따라서 질량유속의 영향에 비해 건도 변화, 즉 시험부 내부의 액막 두께 변화가 열전달에 미치는 영향이 상대적으로 커지게 된다.

Fig. 2의 실험 결과를 관 내 유동 비등인 경우에 널리 알려져 있는 Kandlikar,⁽¹⁷⁾ Shah,⁽¹⁸⁾ Jung 등⁽¹⁹⁾ 그리고 Wattelet⁽²⁰⁾의 상관식과 비교해보면 Fig. 3과 같으며, $\pm 30\%$ 오차범위에서도 실험 결과를 잘 표현할 수 없음을 알 수 있다. 본 실험 영역이 $Re_{Lo} < 2000$ 인 층류 영역에 해당함을 고려하면, 주로 난류 영역의 실험 결과를 바탕으로 만들어진 위의 상관식들로 실험 결과를 잘 나타낼 수 없는

것은 당연한 일일지도 모른다.

Robertson⁽¹¹⁾은 압력강하를 예측할 수 있다면, 낮은 질량유속 조건에서 사용되는 열교환기의 열전달계수 예측에 Hewitt 과 Hall-Taylor⁽¹⁴⁾가 제안한 액막유동 모델이 유용하게 사용될 수 있음을 제안하였다. Hewitt 과 Hall-Taylor⁽¹⁴⁾는 액막 내의 만능속도 분포(universal velocity profile)와 다음의 가정을 사용하여 수직 환상류에 대한 계산 모델을 제시하였다. 그들이 사용한 가정은 다음과 같다. 1) 액막은 관 직경에 비해 굉장히 얇다. 2) 액막에서의 전단응력은 동일하다. 3) 유체의 가속에 의한 영향은 없다. 상기의 가정에 4)중력에 의한 체적력(body force)항을 무시한다는 가정을 추가하면, 수평 미세유로에 Hewitt 과 Hall-Taylor⁽¹⁴⁾의 모델을 적용해 볼 수 있으며, 액상과 기상 모두에 대한 힘의 평형을 고려하면 다음과 같다.

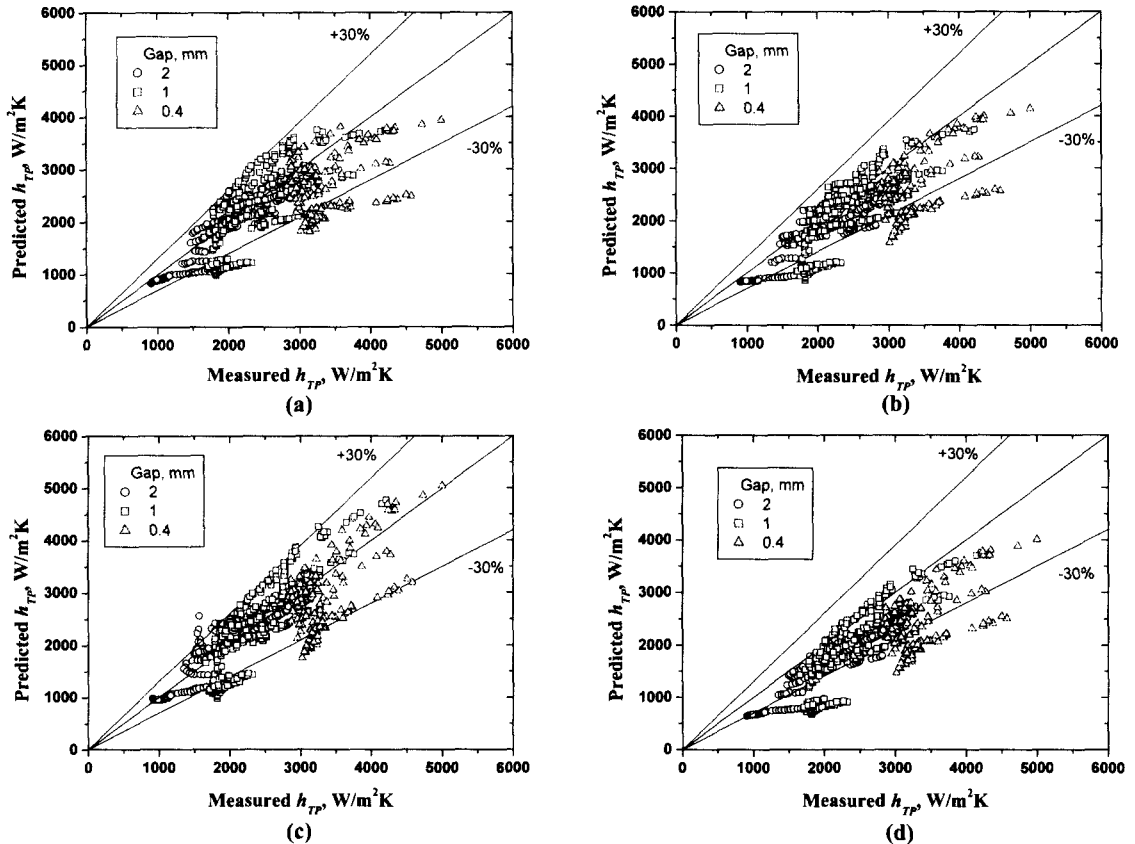


Fig. 3 Comparison between the present measurements and the previous researcher's correlations: (a) Kandlikar (1990); (b) Shah (1982); (c) Jung et al. (1989); (d) Wattelet (1995)

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{4\tau_w}{D_h} \quad (5)$$

또한 Hewitt 과 Hall-Taylor⁽¹⁴⁾는 액막을 통해 흐르는 액체의 질량유량을 구하기 위하여 액막 내부의 만능 속도 분포를 사용하였으며, 식 (6), (7)과 같이 표현되는 무차원 액막 두께와 무차원 액막 유량 사이에는 식 (8)과 같은 관계가 있음을 보였다.

$$W^+ = \frac{W_{LF}}{P\mu_L} = \frac{Re_L}{4} \quad (6)$$

$$m^+ = \frac{\delta\sqrt{\tau_w\rho_L}}{\mu_L} \quad (7)$$

$$W^+ = \begin{cases} 0.5m^{+2} & 0 < m^+ < 5 \\ -0.805m^{+2} + 5m^+ \ln m^+ + 12.45 & 5 \leq m^+ < 30 \\ 8.0m^{+2} + 2.5m^+ \ln m^+ - 214 & m^+ \geq 30 \end{cases} \quad (8)$$

따라서 주어진 W^+ 에 대해서 식 (8)로부터 m^+ 를 계산한 후, 식 (5)와 식 (7)에 의해 액막두께를 구할 수 있다. 또한 Hewitt 과 Hall-Taylor⁽¹⁴⁾ 및 Collier 와 Thome⁽²¹⁾은 Pr 수에 따른 Nu_{LF} 와 Re_{LF} 의 관계를 제시하였다.

$$Nu_{LF} = \frac{h_{TP}\delta}{k_L} \quad (9)$$

$$Re_{LF} = \frac{4\delta u_{LF}\rho_L}{\mu_L} = \frac{\rho_L j_L D_h}{\mu_L} \quad (10)$$

여기서 u_{LF} 는 액막에서의 평균 액체 유속을 의미한다.

이에 식 (5)-(8)을 이용하여 액막 두께를 구하면, 식 (9)로부터 열전달계수를 구할 수 있게 된다. Fig. 4 에는 유로높이를 0.4, 1, 2, 4mm 로 바꾸었을 경우에 질량유속 50-200kg/m²s 범위에서 Hewitt 과 Hall-Taylor⁽¹⁴⁾의 액막유동 모델을 사용하여 구한 열전달계수를 도시하였다. 유로높이가 작아질수록, 동일한 질량유속 조건에서도 작은 Re_{LF} 범위에 해당하며 이 경우에는 Fig. 4 의 A 영역에서와 같이 열전달계수는 질량유속과는 무관하게 단지 액막 두께만의 함수가 된다. 즉, 액막두께가 감소함에 따라 열전달계수가 증가하며 만약 액체의 질량유속이 굉장히 작아진다면, 결국 액막에서의 전도에 의해서만 열전달이 이루어져 다음과 같이 될 것이다.

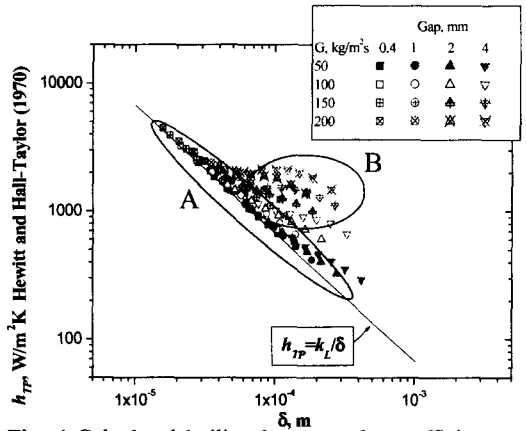


Fig. 4 Calculated boiling heat transfer coefficients by film flow model

$$h_{TP} = \frac{k_L}{\delta} \quad (11)$$

Re_{LF} 가 증가할수록 즉, 질량유속이 증가하거나 유로높이가 증가할수록 식 (11)로부터 멀어지게 되는 B 영역(Fig. 4)에 해당된다.

Hewitt 과 Hall-Taylor⁽¹⁴⁾의 액막유동 모델을 수평 미세유로인 경우로 적용해보면, 액막두께 감소에 따라 낮은 Re_{LF} 영역에서는 열전달계수가 증가하며, 높은 Re_{LF} 영역에서는 이에 대류의 영향이 더해져서 더욱 높은 열전달계수를 나타내는 것으로 요약할 수 있다. 대류의 영향이 나타나는 경계(Fig. 4 의 A, B 영역을 가르는 경계)로 액막에 형성된 파형으로부터 중심부의 기체상으로 액적이 이탈되기 시작하는 조건 즉, 액막이 층류로부터 난류로 천이를 시작하는 조건인 $Re_{LF} = 200$ (Collier 와 Thome⁽²¹⁾)으로 구분하고 열전달계수를 액막 두께의 함수로 표현하면 Fig. 5 와 같다. Fig. 5(a)의 경우에는 비등 열전달계수가 액막 두께만의 함수임을 알 수 있으나, Fig. 5(b)의 경우에는 액막 두께 이외의 다른 인자들이 비등 열전달에 영향을 줌을 알 수 있다. Mandrusiak 과 Carey⁽¹⁰⁾는 환상류인 경우에 레이놀즈수가 1000 이하인 경우에도 액막이 난류 거동을 함을 보고하였으며, 이에 액막이 완전한 층류 영역에 해당하지 않는 영역에서의 측정 결과만으로 기존의 상관식들과 비교하여 보았다. Fig. 6 에는 $Re_{LF} > 200$ 인 측정 결과만으로 기존의 Kandlikar,⁽¹⁷⁾ Shah,⁽¹⁸⁾ Jung 등⁽¹⁹⁾ 그리고 Wattlelet⁽²⁰⁾의 상관식을 평가해 본 것으로 Fig. 3 과는 상당히 다른 결과를 볼 수 있다. 즉, Kandlikar⁽¹⁷⁾와 Shah⁽¹⁸⁾의 상관식으로 실험 결과를

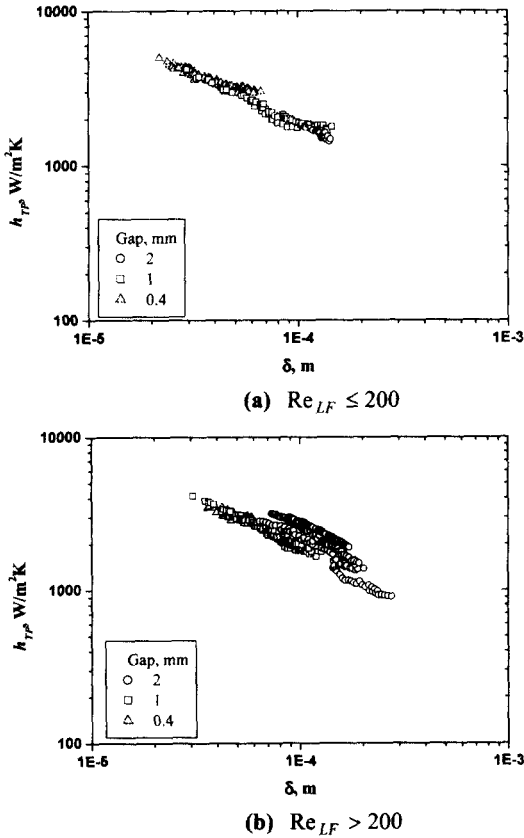


Fig. 5 Measured boiling heat transfer coefficients with film thickness

Table 2 Statistical comparison of correlations

	All data		Data within $Re_L > 200$	
	MD [†] [%]	Data within $\pm 20\%$ range [%]	MD [%]	Data within $\pm 20\%$ range [%]
Kandlikar ⁽¹⁷⁾	16	69.8	10.7	86.7
Sibal ⁽¹⁸⁾	17	68.6	11.1	88.1
Wattelet ⁽²⁰⁾	22.5	54.3	15.8	71.1
Jung et al. ⁽¹⁹⁾	14.6	68.9	11.1	81.5

† MD denotes the mean deviation defined by

$$\frac{1}{N} \sum_L \left| \frac{h_{meas.} - h_{pred.}}{h_{meas.}} \right|$$

$\pm 20\%$ 오차범위에서 표현할 수 있음을 알 수 있다. Table 2 에는 Fig. 3 과 6 에 사용된 상관식들의 평균 편차(mean deviation)를 $Re_{LF} > 200$ 인 영역의 실험치를 나타낸 경우와 모든 실험치를 나타낸 경우와 비교하여 나타내었다. $Re_{LF} > 200$ 인 영역에서의 평균 편차(Table 2)가 Kandlikar⁽¹⁷⁾ 상관식의 경우에 가장 작음을 알 수 있다. 따라서 $Re_{LF} > 200$

의 영역에서의 열전달계수를 예측하는 데 있어서 Kandlikar⁽¹⁷⁾ 상관식의 사용이 적절함을 알 수 있다.

반면에 저유량(즉, $Re_{LF} \leq 200$) 조건에서는 Fig. 5(a)에서와 같이 열전달계수를 액막 두께만의 함수로 나타낼 수 있으나, 이를 관계식으로 도출하기 위해서는 두가지 해결해야 할 문제점이 있다. 첫째는 무차원화가 되어있지 않다는 것이고, 둘째는 Hewitt 과 Hall-Taylor⁽¹⁴⁾의 액막유동 모델로부터 구한 액막 두께에 대한 검증이 불가능하다는 것이다. 이에 본 연구에서는 Chen⁽²²⁾이 난류 유동의 경우에 대해 제안하였던 F 변수(단상 유동 열전달계수에 대한 비등 열전달계수의 비)를 층류 사각유로에 다음과 같이 확장 적용하여 보았다.

$$F = \frac{h_{TP}}{h_{Lo}} \quad (12)$$

여기서, h_{TP} 와 h_{Lo} 는 각각 2 상 유동 열전달계수 및 동일한 유량의 액체만이 흐르는 경우를 가정한 열전달계수로서 각각 다음과 같이 표현된다.

$$h_{Lo} = f(AR) \frac{k_L}{D_h} \quad (13)$$

$$h_{TP} = g(AR) \frac{k_L}{4\delta} \quad (14)$$

여기서, $f(AR)$ 은 사각유로를 균일 열유속으로 가열할 때의 Nusselt 수를 의미하며, Hartnett 과 Kostic⁽²³⁾에 의해 단면중형비의 함수로써

$$f(AR) = 8.235(1 - 2.0421AR + 3.0853AR^2 - 2.4765AR^3 + 1.0578AR^4 - 0.1861AR^5) \quad (15)$$

와 같이 표현되며, $g(AR) \neq f(AR)$ 이다.

식 (13)과 (14)를 식 (12)에 대입하고 정리하면, F 변수는 다음과 같이 단면중형비 AR 과 액막 두께 δ 의 함수로 표현됨을 알 수 있다.

$$F = \frac{g(AR) D_h}{f(AR) 4\delta} = fn \left(AR, \frac{D_h}{4\delta} \right) \quad (16)$$

또한 식 (5), 식 (7) 그리고 마찰손실배수의 정의로부터 액막 두께는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta \sim \tau_w^{-0.5} \sim \left(-\frac{dp}{dz} F \right)_{TP}^{-0.5} \sim \phi_L^{-1} \left(-\frac{dp}{dz} F \right)_L^{-0.5} \quad (17)$$

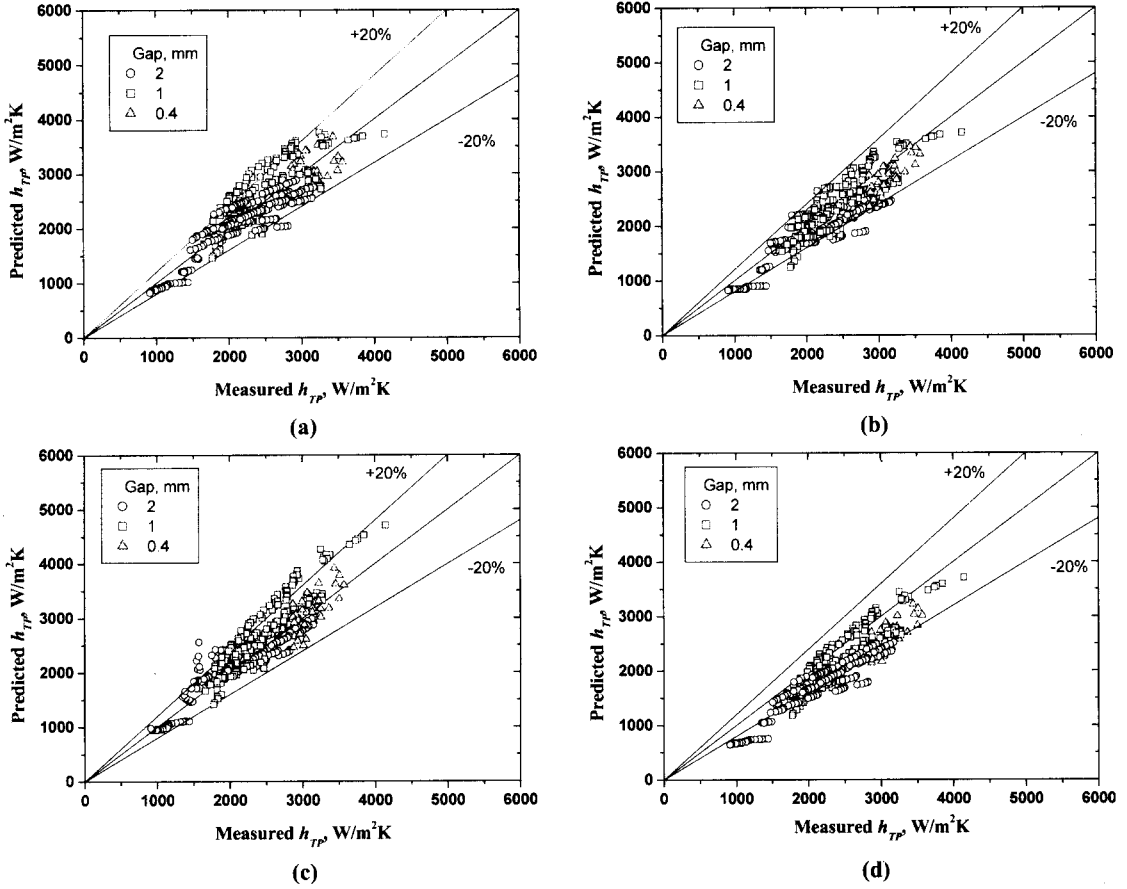


Fig. 6 Comparison between the present measurements in the range of $Re_{LF} > 200$ and the previous researcher's correlations: (a) Kandlikar (1990); (b) Shah (1982); (c) Jung et al. (1989); (d) Wattelet (1995)

여기서, $\left(\frac{dp}{dz} F\right)_L = \frac{2\mu_L j_L e(AR)}{D_h^2}$ 이며, $e(AR)$ 는 단면중형비의 함수로써 다음과 같이 표현된다.⁽²³⁾

$$e(AR) = 24(1 - 1.3553AR + 1.9467AR^2 - 1.7012AR^3 + 0.9564AR^4 - 0.2537AR^5) \quad (18)$$

마찰손실배수는 질량유속, 건도 그리고 물성치의 함수이므로 식 (17)은 다음과 같이 간단히 표현할 수 있다.

$$\delta \sim \phi_L^{-1} e(AR)^{-0.5} \quad (19)$$

따라서, 결과적으로 식 (12)의 F 변수는 단면중형비와 마찰손실배수의 함수로 다음과 같은 형태로 표현할 수 있다.

$$F = fn(AR, \phi_L) = a(AR)^b \phi_L^c \quad (20)$$

식 (20)의 마찰손실배수는 동일한 실험 조건에서 수행한 압력강하에 대한 이한주와 이상용⁽¹⁵⁾의 결과로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (21)$$

$$\text{여기서, } X = \left[\frac{\left(\frac{dp}{dz} F\right)_L}{\left(\frac{dp}{dz} F\right)_G} \right]^{1/2} \quad (22)$$

$$C = (6.185 \times 10^{-2}) Re_{Lo}^{0.726} \quad (23)$$

상기의 유도 결과를 $Re_{LF} \leq 200$ 인 영역의 측정

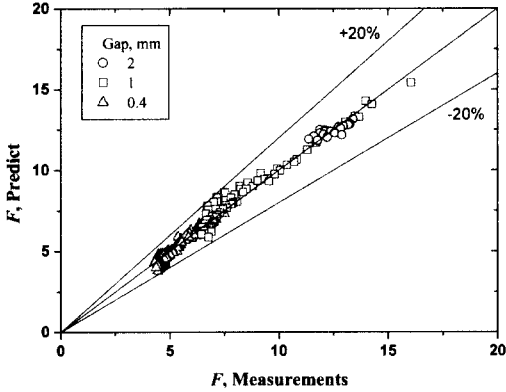


Fig. 7 Comparison between the measured F parameter and the predicted value

자료와 비교하여 식 (20)의 형태로 표현할 경우, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F = 10.3(AR)^{0.398} \phi_L^{0.598} \quad (24)$$

Fig. 7 에는 실험 결과와 식 (24)를 사용해서 구한 F 변수를 도시하였으며, 식 (24)를 사용하면 $\pm 20\%$ 오차범위에서 실험치를 잘 표현할 수 있음을 확인할 수 있다. 또한 식 (24)의 적용 한계로는 저유량 ($Re_{LF} \leq 200$) 조건, 0.02-0.1 의 단면중형비, 그리고 Lockhart-Martinelli 상관식에 기초한 Lee 와 Lee⁽¹⁵⁾의 결과(식 (21)-(23))의 한계인 저압 조건인 경우에 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

4. 결론

유로높이를 0.4, 1, 2mm 로 변화시켜가며, R-113 을 작동 유체로 한 비등 열전달 실험을 통해서 다음의 결론을 얻을 수 있다.

- (1) 모든 실험 조건에서 비등 열전달은 대류 비등 기구에 의해 이루어지며, 유로높이가 작아질수록 건도 변화 즉, 액막 두께의 변화가 비등열전달에 미치는 영향이 큼을 확인하였다.
- (2) $Re_{LF} > 200$ 인 실험 영역에서는 Kandlikar⁽¹⁷⁾ 상관식을, $Re_{LF} \leq 200$ 인 영역에서는 식 (24)를 사용해 실험치를 $\pm 20\%$ 오차범위에서 표현할 수 있다.

후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)과 2001 년도 두뇌한국 21 사업의 일부 지

원을 받아 수행하였습니다.

참고문헌

- (1) Cornwell, K. and Kew, P. A., 1993, "Boiling in Small Parallel Channels," in *Energy Efficiency in Process Technology*, pp. 624~638.
- (2) Kew, P. A. and Cornwell, K., 1995, "Confined Bubble Flow and Boiling in Narrow Spaces," *10th IHTC*, pp. 473~478.
- (3) Lazarek, G. M. and Black, S. H., 1982, "Evaporative Heat Transfer, Pressure Drop and Critical Heat Flux in a Small Vertical Tube with R-113," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, No. 7, pp. 945~960.
- (4) Tran, T. N., 1998, "Pressure Drop and Heat Transfer Study of Two-Phase Flow in Small Channels," Ph. D. Dissertation, Texas Tech University.
- (5) Tran, T. N., Wambsganss, M. W., France, D. M., and Jendrzejczyk, F. A., 1993, "Boiling Heat Transfer in a Small, Horizontal, Rectangular Channel," *AIChE Symposium series*, Vol. 89, No. 295, pp. 253~261.
- (6) Tran, T. N., Wambsganss, M. W., and France, D. M., 1996, "Small Circular- and Rectangular-Channel Boiling with Two Refrigerants," *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 22, No. 3, pp. 485~498.
- (7) Wambsganss, M. W., France, D. M., Jendrzejczyk, F. A., and Tran, T. N., 1993, "Boiling Heat Transfer in a Horizontal Small-Diameter Tube," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 963~972.
- (8) Kuznetsov, V. V. and Shamirzaev, A. S., 1999, "Two-Phase Flow Pattern and Flow Boiling Heat Transfer in Non Circular Channel with a Small Gap," *Two-Phase Flow Modelling and Experimentation*, pp. 249~253.
- (9) Oh, H. K., Katsuta, M., and Shibata, K., 1998, "Heat Transfer Characteristics of R-134a in a Capillary Tube Heat Exchanger," *Proc. of 11th IHTC*, Vol. 6, pp. 131~136.
- (10) Mandrusiak, G. D. and Carey, V. P., 1989, "Convective Boiling in Vertical Channels with Different Offset Strip Fin Geometries," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 156~165.
- (11) Robertson, J. M., 1982, "The Correlation of Boiling Coefficients in Plate-Fin Heat Exchanger Passages with a Film-Flow Model," *Proc. of 7th IHTC*, pp. 341~345.
- (12) Robertson, J. M., 1983, "The Boiling Characteristics of Perforated Plate-Fin Channels with Liquid Nitrogen in Upflow," *ASME HTD*, Vol. 27, pp. 35~40.
- (13) Robertson, J. M., and Lovegrove, P. C., 1983, "Boiling Heat Transfer with Freon 11(R11) in Brazed Aluminum, Plate-Fin Heat Exchangers," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 105, pp. 605~610.
- (14) Hewitt, G. F. and Hall-Taylor, N. S., 1970, *Annular Two-Phase Flow*, Pergamon, Oxford.
- (15) 이한주, 이상용, 2000, "비등이 수반된 미세 수평 사각 유로에서의 2 상 유동 압력강하에 관한 실험적 연구," 대한기계학회 논문집 B 권, 게재

예정.

- (16) Kline, S. J., 1985, "The Purposes of Uncertainty Analysis," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 107, pp. 153~160.
- (17) Kandlikar, S. G., 1990, "A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer inside Horizontal and Vertical Tubes," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 219~228.
- (18) Shah, M. M., 1982, "Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study," *ASHRAE Trans*, Vol. 88, No. 2, pp.66~86.
- (19) Jung, D. S., Mclinden, M., Radermacher, R., and Diddon, D., 1989, "A Study of Flow Boiling Heat Transfer with Refrigerant Mixtures," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 32, No. 9, pp. 1751~1764.
- (20) Wattelet, J. P., 1995, "Predicting Boiling Heat Transfer in a Small-Diameter Round Tube Using an Asymptotic Method," *Proc. of Convective Flow Boiling*, pp. 377~382.
- (21) Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, *Convective Boiling and Condensation*, Clarendon, Oxford.
- (22) Chen, J. C., 1963, "A correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow," *ASME Paper* No. 63-HT-34.
- (23) Hartnett, J. P. and Kostic, M., 1989, "Heat Transfer to Newtonian and non-Newtonian Fluids in Rectangular Ducts," *Advances in Heat Transfer*, Vol. 19, pp. 247~356.