

미세 수평 사각 유로 내에서의 비등 유동 압력강하에 관한 실험적 연구

이 한 주* · 이 상 용†

(2001년 1월 20일 접수, 2001년 7월 10일 심사완료)

An Experimental Study on Pressure Drop of Boiling Flow 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 수평 사각 유로), Frictional Pressure Drop (마찰 압력강하), Two-Phase Frictional Multiplier (2 상 유동 마찰손실배수), Flow Boiling (유동 비등)

Abstract

Pressure drops were measured for the flow boiling process within horizontal rectangular channels. 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 up to 15kW/m². The quality range covers from 0.15 to 0.75. The present experimental conditions coincide with the operating conditions of compact heat exchangers in which the liquid and gas flows are laminar and turbulent, respectively. The measured results were well represented by the two-phase frictional multiplier of Lee and Lee (2001) which has been developed for air-water two-phase flows within the deviation of ±20%.

기호설명

AR : 단면중형비(=유로높이/유로폭)
c_p : 비열(J/kgK)
D_h : 수력직경(m)
f : 마찰계수
g : 중력가속도(m/s²)
G : 질량유속(kg/m²s)
i_{fg} : 증발잠열(J/kg)
j : 결보기 속도(m/s)
L : 압력공 사이의 거리(m)
p : 압력(Pa)

q : 예열기와 시험부로 공급되는 열량(W)
T : 온도(°C)
W : 질량 유량(kg/s)
x : 건도
X : 마티넬리(Martinelli)변수
z : 유동 방향 좌표

그리스문자

α : 기공률
φ : 마찰손실배수
μ : 점도(Ns/m²)
ρ : 밀도(kg/m³)
σ : 표면장력(N/m)

하첨자

A : 2 상 유동 압력강하 성분 중 가속 성분
F : 2 상 유동 압력강하 성분 중 마찰 성분
G : 기상

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

L : 액상
Lo : 유동전체를 액체유동으로 가정했을 경우 상태량
pre : 예열기
test : 시험부
TP : 2상(액상과 기상)

하다. 그러나 아직까지 미세 유로에서의 압력강하에 대한 연구는 많이 이루어져 있지 않다. 특히 비등이 수반된 경우의 압력강하에 대한 발표된 연구 결과는 극히 미미한 실정이다.

미세 유로에서의 2 상 유동 압력강하와 관련된 기존의 연구 결과들을 Table 1에 정리하였다. 또한 보통 관의 경우 Collier⁽¹³⁾의 실험 결과로부터 열전달이 없는 경우의 압력강하 기울기 결과를 증발관에도 적용할 수 있음을 알 수 있다. Lee와 Lee⁽⁴⁾는 각 유동 영역(flow regime) 별로 Lockhart-Martinelli 관계식⁽¹⁴⁾의 상수 *C*를 수정함으로써 미세 사각유로의 마찰 압력강하를 예측할 수 있는 상관식을 제시하였으며, Wambsganss 등⁽⁹⁾과 Mishima 등⁽⁸⁾의 실험 결과를 잘 표현할 수 있음을 보였다.

본 연구에서는 미세 사각 유로에 대하여 Lee와 Lee⁽⁴⁾의 단일 상태의 마찰 압력강하에 대한 결과를 R-113을 사용한 비등 유동에 적용할 수 있는

1. 서론

2 상 유동에 대한 그 간의 연구는 주로 10mm 이상의 큰 직경을 갖는 원형 관에 대해 이루어져 왔다. 그러나 최근 들어 5mm 미만의 미세 원형관과 미세 사각 유로로 연구 범위가 확대되고 있다. 이러한 미세 유로는 현재 밀집형 열교환기의 냉매계통에 사용되고 있으나, 유로 크기가 작아질수록 증가하는 마찰 압력강하 증가에 대한 정확한 예측없이 밀집형 열교환기의 최적설계가 불가능

Table 1 The state-of-the-art on two-phase flow pressure drop in small channels

Authors	Geometry [†] , mm (or mm ²)	Orient ation [*]	Fluid	Remarks
Adiabatic two-phase flow				
Ali et al. ⁽¹⁾	▮ (1.465, 0.778)×80	H	Air/Water	$f_{TP} = C_1 \left[\frac{\rho_L j_L D_h}{\mu_L (1-\alpha)} \right]^{-C_2}$
Lowry & Kawaji ⁽²⁾	▮ (0.5, 1, 2)×80	V	Air/Water	$\phi_L = fn(j_G^*)$ where j_G^* denotes dimensionless gas superficial velocity
Fujita et al. ⁽³⁾	▮ (0.2-2)×10	H	N ₂ /Water solution of ethanol	Lockhart-Martinelli correlation failed in the region of intermittent flow region
Lee & Lee ⁽⁴⁾	▮ (0.4, 1, 2, 4)×20	H	Air/Water	$C = A \lambda^q \psi^r Re_{Lo}^s$; Adjust the constant and exponents of Lee & Lee ⁽⁵⁾ using single-phase friction factor in rectangular channels [★]
Lee & Lee ⁽⁵⁾				Improved Lee & Lee ⁽⁶⁾ 's result using $C = A \lambda^q \psi^r Re_{Lo}^s$
Lee & Lee ⁽⁶⁾				$\phi_L = fn(AR, X)$
Mishima & Hibiki, ⁽⁷⁾ Mishima et al. ⁽⁸⁾	● 1, 2, 3, 4 ▮ (1.2, 2.4, 5)×40	V	Air/Water	$C = 21 \{1 - \exp(-0.319 D_h)\}$ where the unit of D_h is mm
Wambsganss et al. ⁽⁹⁾	▮ 19.05×3.18	H	Air/Water	$C = aX^b$ where a & $b = fn(Re_{Lo})$
Flow boiling				
Lazarek & Black ⁽¹⁰⁾	● 3.1	V	R-113	$C = 30$
Tran et al. ⁽¹¹⁾	● 2.46, 2.92 ▮ 4.06×1.7	H	R-134a R-12 R-113	Modify B-coefficient ⁽¹²⁾ using N_{CONF} defined by $\left[\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_G)} \right]^{0.5} / D_h$

† : ▮ rectangular channel; ● circular tube
 * : H and V denote horizontal and vertical flows, respectively
 ★ : Detailed explanation is given in Table 2

지를 실험을 통하여 알아보고자 한다. 특히 Cornwell 과 Kew⁽¹⁵⁾는 미세유로를 사용하는 장점 중의 하나로서 열교환기에 사용되어지는 유체의 충전량이 줄어든다는 것을 들고 있다. 저유량 조건에서 작동되는 밀집형 열교환기의 경우에는 전체 질량유속을 단상으로 가정했을 경우에 층류 영역에 해당하게 되며, 액상과 기상은 각각 층류와 난류 영역에 해당된다. Table 1 의 Lazarek 과 Black⁽¹⁰⁾의 경우에는 마찰손실배수를 표현하는 데 있어서, 각 상이 모두 난류인 경우의 마티넬리 변수를 사용하였으며, Tran 등⁽¹¹⁾이 제시한 실험식의 기본이 되는 Martinelli-Nelson⁽¹⁶⁾의 경우에도 각 상이 모두 난류 영역인 실험치를 기준으로 한다. 이에 반해 본 연구에서의 실험 조건은 50-200kg/m²s 의 질량유속 범위와 3-15kW/m² 의 열유속 범위로서, 액상과 기상이 각각 층류 영역과 난류 영역에 해당한다. 또한 수력직경으로 환산한 유로의 크기, 역시 0.784, 1.91 그리고 3.64mm 로서 Lazarek 과 Black,⁽¹⁰⁾ Tran 등⁽¹¹⁾의 경우에 비해 보다 작은 범위에 해당한다.

2. 실험장치

비등이 수반된 경우의 수평 미세 사각유로에서의 2 상 유동 압력강하 실험을 위한 실험장치의 개략도를 Fig. 1 에 나타내었다. 실험장치는 크게 R-113 공급계통과 물 공급계통으로 이루어져 있다. R-113 공급계통은 기어 펌프와 유량계, 시험부, 시험부 입구 온도를 조절할 수 있는 냉각기와 예열기, 시험부 출구의 R-113 증기를 응축시키기 위한 응축기, 그리고 실험장치의 압력과 온도를 조절할 수 있는 2 차 응축기(after condenser)로 구성되어

있다. 물 공급 계통은 R-113 의 온도를 조절할 목적으로 냉각기와 응축기, 2 차 응축기로 구성되어 있다. R-113 용 유량계는 각각 20, 100, 350 cc/min 의 유량 범위까지 측정할 수 있는 3 종류로서 OMEGA 사의 float 형 유량계이며, 병렬로 연결되어 있다. 냉각기와 응축기는 1/2" 와 3/4" 의 구리관을 이용한 동심관 형태의 열교환기이다. 2 차 응축기는 상부에 설치되어 있는 코일형 열교환기와 하부에 설치되어 있는 5kW 용량의 가열기로 구성되어 있으며, 아울러 R-113 을 저장하는 용기의 역할을 한다. 스테인리스 스틸로 이루어진 시험부의 유로폭은 20mm 로 고정시켰고 유로높이는 0.4, 1, 2mm 의 3 가지로 제작하였다. Fig. 1 에서 볼 수 있는 것과 같이 시험부 입, 출구 양단으로부터 각각 20mm 떨어진 위치에 압력측정을 위한 압력공이 설치되어 있다. 시험부 상, 하부의 중심선을 따라서 각각 7 개의 벽면 부착용 K-type 열전대 (OMEGA, SA1-K)를 설치하였다. 시험부에서의 입구 압력과 차압은 각각 절대압력계 (OMEGA, PX4000C1-VAC/30G5T)와 차압계 (Validyne, DP15)를 이용해 측정하며, Data Translation 사의 DT3001PGL 보드를 통해 PC 로 저장된다. 또한 시험부 입/출구와 벽면 온도는 DAS 사의 32 채널 TC/B 보드를 통해 PC 에 저장된다. 시험부의 열유속은 최대 6.6kW 의 용량을 갖는 Power Ten 사의 직류전원 공급장치를 이용해 시험부에 흐르는 전류를 조절함으로써 변화시킬 수 있으며, 최대 15kW/m² 까지 조절된다. 작동유체의 유량범위는 질량유속 50-200kg/m²s 에 해당된다. 또한 비등이 수반된 경우의 시험부의 증발온도는 48.1±0.6°C 에 해당한다. 시험부로 유입되는 작동유체의 건도를 조절하기 위해 설치된 예열기는 외경 1/4" 스테인리스 스틸 튜브로 이루어져 있으며, 길이는 3m 이다. 예열기에 공급되는 전원은 최대 3kW 용량을 갖는 직류전원 공급장치(DC Power supply, KSC-30L100ED)를 이용해 공급되며, 시험부 입구 건도를 0.15-0.75 범위에서 조절할 수 있도록 구성되어 있다. 시험부 입, 출구 건도 x_{in} 과 x_{out} 은 각각 다음의 열정산을 통해서 구할 수 있다.

$$q_{pre} = W(c_{p,L} \Delta T + i_{fg} x_{in}) \tag{1}$$

$$q_{test} = W[i_{fg} (x_{out} - x_{in})] \tag{2}$$

여기서, ΔT 는 예열기 입, 출구 온도차를 나타낸다.

실험에 사용한 변수들에 대한 불확실성 해석을 Kline⁽¹⁷⁾이 제안한 방법을 사용하여 수행하였다. R-

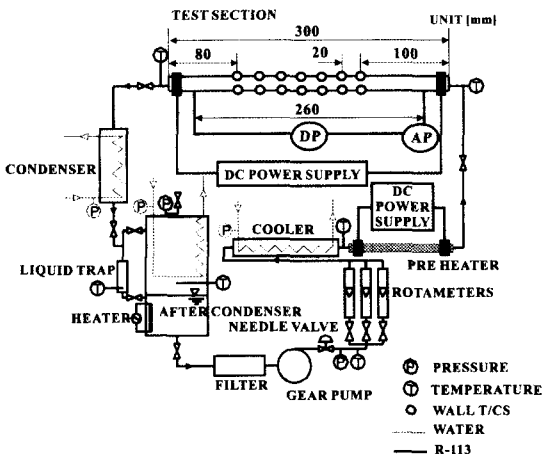


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

113의 유량, 시험부 입, 출구의 온도 그리고 압력 강하는 각각 $\pm 2\%$, $\pm 0.15^\circ\text{C}$ 그리고 $\pm 2\%$ 에 해당한다. 또한 시험부 입구 건조, 시험부에서의 건조, 마찰 압력강하, 가속에 의한 압력강하 그리고 예열기와 시험부에서의 공급 전원의 불확실성은 각각 $\pm 9.85\%$, $\pm 13.2\%$, $\pm 2.4\%$, $\pm 21.3\%$, $\pm 4.95\%$ 그리고 $\pm 4.81\%$ 에 해당한다.

3. 단상 유동 압력강하

2상 유동 압력강하에 대한 실험을 수행하기에 앞서 실험 결과의 신뢰성 확보를 위해 미세 사각유로에서의 단상 유동 압력강하 실험을 수행하였다. Hartnett과 Kostic⁽¹⁸⁾은 $\pm 0.05\%$ 오차범위에서 해석해를 표현할 수 있는 다음의 다항식을 제시하였다.

$$f \text{Re}_{D_h} = 24(1 - 1.3553AR + 1.9467AR^2 - 1.7012AR^3 + 0.9564AR^4 - 0.2537AR^5) \quad (3)$$

여기서, $f = \frac{D_h}{2\rho V^2} \left(\frac{dp}{dz} F \right)$

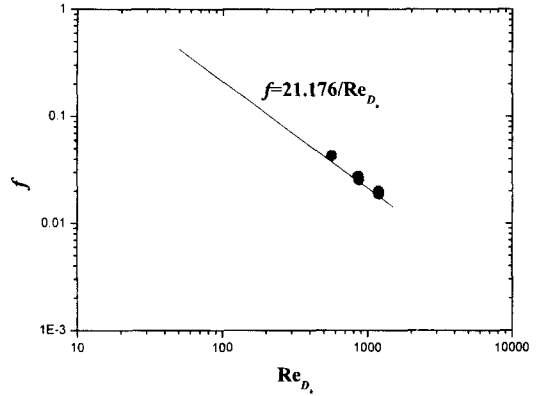
$\text{Re}_{D_h} = \frac{\rho j D_h}{\mu}$ 이다.

Lee와 Lee⁽⁴⁾, Wambsganss 등⁽⁹⁾, Mishima 등⁽⁸⁾ 그리고 Olsson과 Sundén⁽¹⁹⁾의 미세 사각유로에서의 단상 유동 실험 결과로부터 층류 유동인 경우에 마찰계수를 식 (3)을 이용해 표현할 수 있음을 알 수 있으며, Fig. 2에서 볼 수 있는 것과 같이 R-113을 작동유체로 한 경우에도 실험치를 잘 나타냄을 확인할 수 있다. Hartnett과 Kostic⁽¹⁸⁾은 사각유로에서의 유체역학적 입구길이와 단면중형비의 함수임을 제시하였으며, 단면중형비가 작아질수록 (유로높이가 작아질수록) 입구 영역을 고려할 필요가 없음을 보고하였다. Fig. 2의 마찰계수를 완전 발달 유동인 경우의 해석해(식 (3))와 비교했을 경우에 $\pm 10\%$ 오차 범위에서 실험 결과를 표현할 수 있음을 Fig. 3으로부터 알 수 있다.

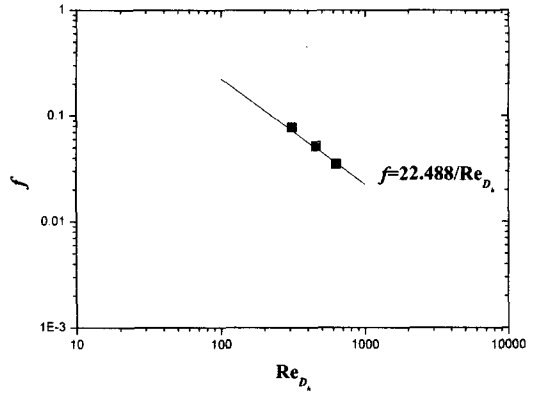
4. 2상 유동 마찰 압력강하

4.1 열전달이 없는 경우

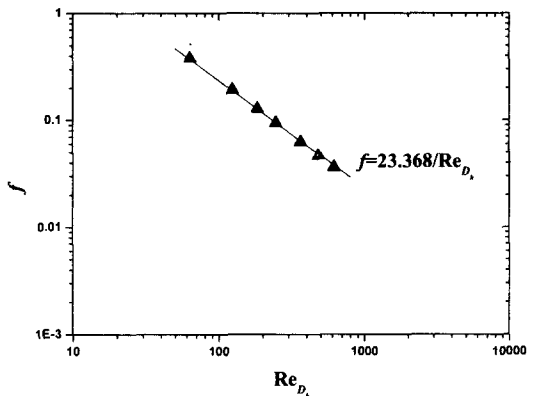
Lee와 Lee⁽⁴⁾는 이한주와 이상용^(5,6)의 실험 결과를 바탕으로 식 (4)와 같이 표현되는 Lockhart-Martinelli 상관식의 상수 C를 Table 2에서와 같이 수정함으로써 미세 사각유로에 적용할 수 있는



(a) Gap 2mm



(b) Gap 1mm



(c) Gap 0.4mm

Fig. 2 Friction factors for R-113 single-phase flows in rectangular channels

실험식을 제시하였다.

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (4)$$

Table 2 Constant and Exponents in $C = A\lambda^q\psi^r \text{Re}_{Lo}^s$ † (Laminar: $\text{Re}_L, \text{Re}_G < 2000$; Turbulent: $\text{Re}_L, \text{Re}_G > 2000$)

Flow Regime		Lockhart-Martinelli, C	Lee and Lee ⁽⁴⁾			
Liquid	Gas		A	q	r	s
Laminar	Laminar	5	6.833×10^{-8}	-1.317	0.719	0.557
Laminar	Turbulent	12	6.185×10^{-2}	0	0	0.726
Turbulent	Laminar	10	3.627	0	0	0.174
Turbulent	Turbulent	20	0.408	0	0	0.451

† : $\lambda = \mu_L^2 / \rho_L \sigma D_h$; $\psi = \mu_L j / \sigma$, $j = j_L + j_G$; $\text{Re}_{Lo} = GD_h / \mu_L$

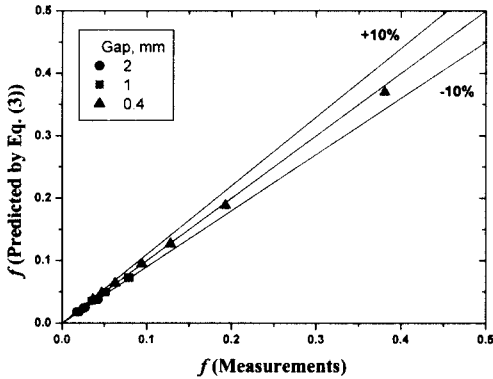


Fig. 3 Comparison between the fully developed correlation (Eq. (3)) and the present measurements

$$\text{여기서, } \phi_L^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz} F\right)_{TP}}{\left(\frac{dp}{dz} F\right)_L} \quad (5)$$

$$X = \left[\frac{\left(\frac{dp}{dz} F\right)_L}{\left(\frac{dp}{dz} F\right)_G} \right]^{1/2} \quad (6)$$

본 실험 조건과 같이 미세유로에 비등이 수반된 경우에는 액상과 기상이 각각 층류와 난류 영역에 해당하게 되며, Table 2 의 계수와 지수를 사용하면 상수 C 는 다음과 같다.

$$C = (6.185 \times 10^{-2}) \text{Re}_{Lo}^{0.726} \quad (7)$$

식 (7)로 표현되는 Lockhart-Martinelli 상관식의 수정된 C 는 2 성분(물-공기) 2 상 유동 마찰 압력강하에 대한 결과를 바탕으로 얻어진 식으로 1 성분(R-113) 2 상 유동 마찰 압력강하로의 적용 가능성에 대해 살펴보기 위해 시험부를 단열 상태로 유지한 상태에서 시험부 입구 건도, 질량유속 그리고 유로높이를 변화시켜가며 마찰 압력강하에

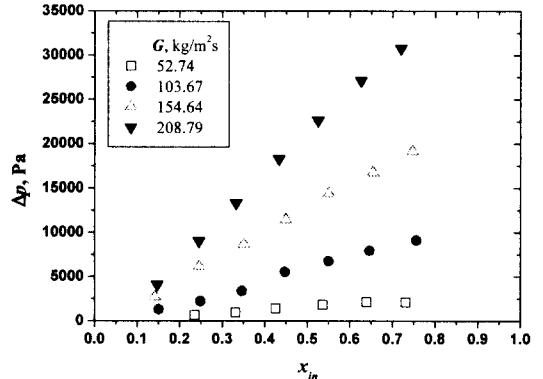
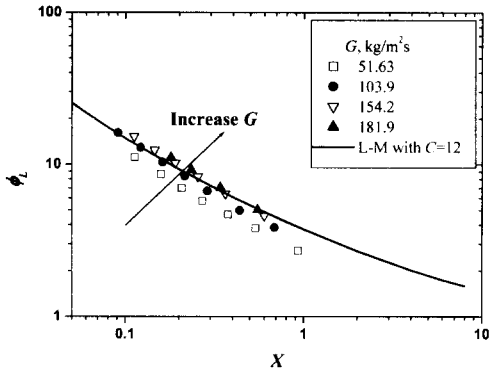
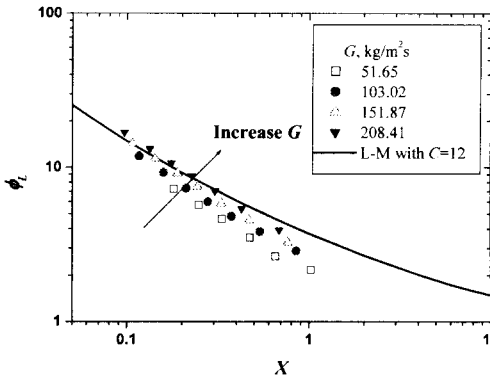


Fig. 4 Typical variations of the pressure drop (Gap 0.4mm, R-113, adiabatic two-phase flow)

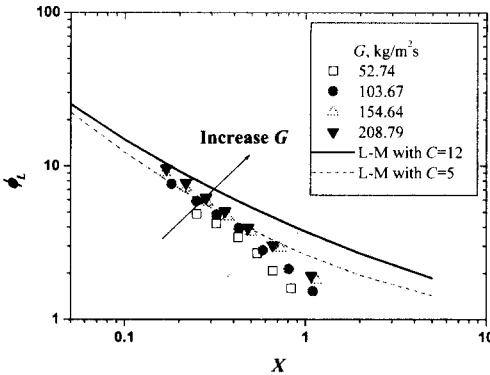
대한 실험을 수행하였다. Fig. 4 에는 유로높이가 0.4mm 인 경우의 압력강하 결과를 예시하였다. 시험부가 단열 상태로 유지되기 때문에 실험을 통해 얻어진 압력강하는 모두 마찰 압력강하에 해당하며, Fig. 4 를 통해 질량유속과 시험부 입구 건도의 증가에 따라 마찰 압력강하가 증가함을 알 수 있다. 유로높이가 증가할 경우에는 Fig. 4 의 결과와 유사한 경향을 나타내나, 압력강하 자체는 줄어드는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 4 와 같은 압력강하 결과를 마찰손실배수와 Martinelli 변수로서 나타내면 Fig. 5 와 같다. 실험 조건에 따르면 액상과 기상이 각각 층류와 난류 영역에 해당되기 때문에 Lockhart-Martinelli 상관식을 사용하게 되면 상수 C 는 12 가 된다. 그러나 Fig. 4 에서 볼 수 있는 것과 같이 Lockhart-Martinelli 상관식으로는 실험 결과를 정확히 표현할 수 없음을 알 수 있다. 특히 유로높이가 0.4mm 인 경우에는 상수 C 를 각 상이 모두 층류인 경우의 값인 5 보다도 작게 나타남을 알 수 있다. Mishima 와 Hibiki⁽⁷⁾는 수력직경이 감소함에 따라 감소하는 Lockhart-Martinelli 상관식의 상수 C 를 Table 1 에서와 같이 수력직경만의 함수로 나타내었다. 그러나 Fig. 5 로부터 알 수 있듯이, 모든 유로높이에 있어서 마찰손실배수는 질량유속의 증가에 따라 증가함을 알 수 있다. 이러한 결



(a) Gap 2mm



(b) Gap 1mm



(c) Gap 0.4mm

Fig. 5 Comparison between the present measurements and Lockhart-Martinelli correlation

과는 Lee와 Lee,⁽⁴⁾ Wambsganss 등⁽⁹⁾의 측정 결과에서도 확인할 수 있으며, Lee와 Lee⁽⁴⁾는 Table 2에서와 같이 Re_{Lo} 를 사용하여 질량유속의 영향을 고려하였다. 본 실험 조건에 해당하는 Lockhart-Martinelli 상관식의 수정된 C 변수는 식 (7)로 표현되므로, 이를 이용하여 실험치를 나타내면 Fig. 6과 같다. Lee와 Lee⁽⁴⁾의 결과(식 (4), (7))는 실험

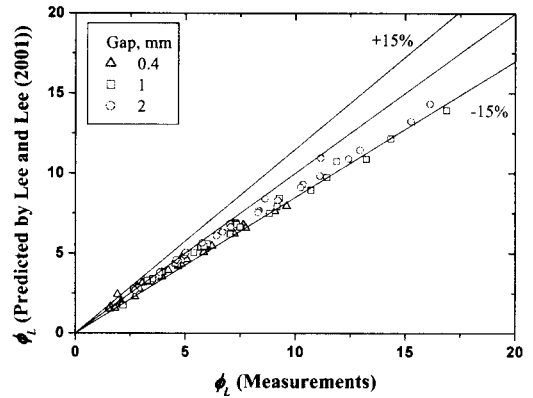


Fig. 6 Comparison between the present measurements and the correlation by Lee and Lee (2001)

결과의 평균치를 8.8% 낮게 예측하고 있으나, 전체 실험치의 87.7% 이상이 $\pm 15\%$ 이내에 존재함을 Fig. 6을 통해 알 수 있다. 따라서 Lee와 Lee⁽⁴⁾의 결과(식 (4), (7))는 R-113을 사용한 경우에도 별 무리 없이 적용할 수 있음을 알 수 있다.

4.2비등이 수반된 경우

시험부에 비등이 수반된 경우의 총 압력강하는 열전달이 없는 경우와는 다르게 마찰 압력강하와 가속에 의한 압력강하로 나눌 수 있으므로 마찰 압력강하는 다음과 같이 표현된다.

$$\Delta p_F = \Delta p_{TP} - \Delta p_A \tag{8}$$

$$\Delta p_A = G^2 \left[\frac{x_{out}^2}{\rho_G \alpha_{out}} + \frac{(1-x_{out})^2}{\rho_L (1-\alpha_{out})} \right] - G^2 \left[\frac{x_{in}^2}{\rho_G \alpha_{in}} + \frac{(1-x_{in})^2}{\rho_L (1-\alpha_{in})} \right] \tag{9}$$

여기서, Δp_{TP} 는 비등이 수반된 경우의 실험을 통해 구한 2상 유동 압력강하를 나타내며, 기공률 α 는 다음과 같은 Zivi⁽²⁰⁾의 상관식을 사용한다.

$$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.67} \right]^{-1} \tag{10}$$

한편 비등이 수반된 경우의 마찰 압력강하는 유동 방향으로의 건도 증가를 고려하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\Delta p_F = \frac{L}{(x_{out} - x_{in})} \int_{x_{in}}^{x_{out}} \left(\frac{dp_F}{dz} \right)_{TP} dx \tag{11}$$

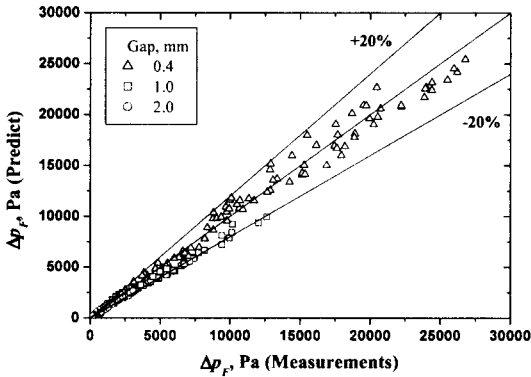


Fig. 7 Comparison between the present measurements and the correlation by Lee and Lee (2001)

$$\left(\frac{dp}{dz} F\right)_{TP} = \phi_L^2 \left(\frac{dp}{dz} F\right)_L \quad (12)$$

이 때, 마찰손실배수 ϕ_L^2 은 Lee 와 Lee⁽⁴⁾의 결과인 식 (7)을 Lockhart-Martinelli 상관식인 식 (4)에 대입하여 구할 수 있다.

식 (12)로 표현되는 2 상 유동 마찰 압력강하 기울기를 식 (11)과 같이 길이 방향으로 적분하면, 실험조건에 해당하는 마찰 압력강하를 예측할 수 있다. 식 (8)을 이용해 구한 마찰 압력강하와 식 (11)을 사용해 구한 마찰 압력강하를 비교하여 Fig. 7 에 도시하였다. 비등이 수반된 경우의 마찰 압력강하를 Lee 와 Lee⁽⁴⁾의 결과와 함께 식 (11)로 예측할 경우, 전체 실험치의 85.3% 이상이 $\pm 20\%$ 오차범위 내에 포함됨을 알 수 있다. 또한 Lee 와 Lee⁽⁴⁾의 결과는 Lockhart-Martinelli 상관식에 기초하고 있기 때문에 Lockhart-Martinelli 상관식의 한계인 저압 조건인 경우에 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

4.3기존의 연구 결과와의 비교

Lockhart-Martinelli 와 Mishima 와 Hibiki⁽⁷⁾의 결과를 식 (12)에 대입하여 예측한 마찰 압력강하를 실험치와 비교하여 Fig. 8 에 도시하였다. Lockhart-Martinelli 와 Mishima 와 Hibiki⁽⁷⁾의 결과는 각각 유로높이가 작아질수록 마찰손실배수가 감소하는 효과와 질량유속의 영향을 고려하지 않았기 때문에 Lee 와 Lee⁽⁴⁾의 결과에 비해 실험치를 잘 표현하지 못함을 알 수 있다. Collier 와 Thome⁽¹⁴⁾은 $\mu_L / \mu_G < 1000$ 인 경우에 마찰 압력강하를 예측하는 데 있어서 Friedel⁽²¹⁾ 상관식의 사용을 권장하였으나, Fig. 8 에서와 같이 실험치와 큰 차이가 있으

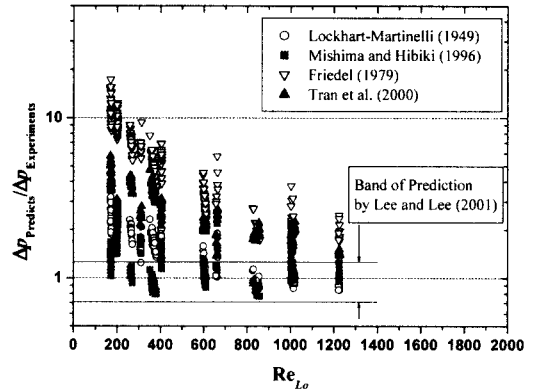


Fig. 8 Comparison between the present measurements and the previous researcher's correlations

며, Re_{Lo} 가 감소함에 따라 그 차이가 더욱 커짐을 알 수 있는 데, 이것은 Friedel 상관식이 난류 영역의 측정치를 기본으로 하여 개발되었기 때문인 것으로 생각된다. Triplett 등⁽²²⁾의 연구 결과와 비교해 봐도 Friedel 상관식은 층류 영역에서 최대 10 배 이상의 오차를 보이고 있다. Tran 등⁽¹¹⁾은 직경 2.46, 2.92mm 의 원형관과 4.06×1.7mm²의 사각관에서의 실험 결과를 바탕으로 Cornwell 과 Kew,⁽¹⁵⁾ Kew 와 Cornwell⁽²³⁾이 제시한 N_{CONF} (Table 1)를 이용하여 Chisholm⁽¹²⁾이 제안한 B-coefficient 방법을 수정하였다. 여기서 N_{CONF} 는 풀비등에서의 기포 이탈직경(departure diameter)인 Laplace 상수와 수력 직경의 비로서, 기포의 발생 및 성장이 유로 크기에 의해 제한을 받아 열전달 및 압력강하에 미치는 영향을 보여주는 무차원수이다. 본 연구에서와 같이 건도가 0.2 이상인 영역에서 Cornwell 과 Kew,⁽¹⁵⁾ Kew 와 Cornwell⁽²³⁾은 가시화 실험을 통해 유동양식이 환상류임을 보였다. 또한 그들은 환상류 영역에서의 열전달계수를 표현하는 데 있어서, N_{CONF} 의 영향이 없음을 보였다. 이한주와 이상용⁽²⁴⁾은 본 실험 조건과 동일한 조건에서의 비등 열전달 실험을 통해서 미세 사각유로에서의 열전달 기구는 2 상 강제 대류에 해당하며, 건도 변화에 따른 액막두께의 변화가 열전달에 미치는 영향이 큼을 지적하였다. 2 상 강제 대류가 지배적인 구간에서는 기포생성이 억제되기 때문에 N_{CONF} 의 사용은 부적절하다고 생각된다. 또한 Chisholm⁽¹²⁾이 제안한 B-coefficient 방법은 Martinelli 와 Nelson 의 난류 영역의 증기-물 실험 결과를 기본으로 개발된 상관식으로, 본 실험에서와 같은 층류 영역의 마찰 압력강하를 예측하는 데는 큰 오차가 따르며,

이는 Fig. 8 을 통해서도 확인할 수 있었다.

5. 결론

유로높이를 0.4, 1, 2mm 로 변화시켜가며, R-113 을 작동 유체로 한 2 상 유동 마찰 압력강하에 대한 실험을 수행하였다. Lee 와 Lee⁽⁴⁾의 2 상 유동 마찰 압력강하에 대한 상관식(식 (4), (7))을 이용해 미세 사각유로에서의 2 상 유동 마찰 압력강하를 나타낼 경우, 열전달이 없는 경우와 비등이 수반된 경우에 있어서의 실험 결과를 각각 $\pm 15\%$ 와 $\pm 20\%$ 의 오차 범위에서 표현할 수 있다.

후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)과 2001 년도 두뇌한국 21 사업의 일부 지원을 받아 수행하였습니다.

참고문헌

- (1) Ali, M. I., Sadatomi, M., Charles, M. E. and Kawaji, M., 1991, "Effects of Gap Width and Orientation on Two-Phase Flow in a Narrow Passage between Two Plates," *Proc. of the Int. Conf. on Multiphase Flow 91 - Tsukuba, Japan*, pp. 15~18.
- (2) Lowry, B. and Kawaji, M., 1988, "Adiabatic Vertical Two-Phase Flow in Narrow Flow Channels," *AIChE Symposium Series*, Vol. 84, No. 263, pp. 133~139.
- (3) Fujita, H., Ohara, T., Hirota, M. and Furuta, H., 1995, "Gas-Liquid Flows in Flat Channels with Small Channel Clearance," *Proc. of 2nd Int. Conf. on Multiphase Flow 95 - Kyoto, Japan*, pp. IA3-37~IA3-44.
- (4) Lee, H. J. and Lee, S. Y., 2001, "Pressure Drop Correlations for Two-Phase Flow within Horizontal Rectangular Channels with Small Heights," *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 27, No. 5, pp. 783~796.
- (5) 이한주, 이상용, 1999, "미세 수평 사각유로에서의 2 상 유동 압력강하에 관한 재해석," 대한기계학회 '99 년도 열공학부문 추계학술대회 논문집, pp. 571~576.
- (6) 이한주, 이상용, 1999, "미세 수평 사각유로에서의 2 상 유동 압력강하에 관한 실험적 연구," 대한기계학회 논문집 B 권, 제 23 권 제 5 호, pp. 637~645.
- (7) Mishima, K. and Hibiki, T., 1996, "Some Characteristics of Air-Water Two-Phase Flow in Small Diameter Vertical Tubes," *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 22, No. 4, pp. 703~712.
- (8) Mishima, K., Hibiki, T. and Nishihara, H., 1993, "Some Characteristics of Gas-Liquid Flow in Narrow Rectangular Ducts," *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 19, No. 1, pp. 115~124.
- (9) Wambsganss, M. W., Jendrzeczyk, J. A., France, D. M. and Obot, N. T., 1992, "Frictional Pressure Gradients in Two-Phase Flow in a Small Horizontal Rectangular Channel," *Exp. Thermal Fluid Sci.*, Vol. 5, pp. 40~56.
- (10) 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.
- (11) Tran, T. N., Chyu, M.-C., Wambsganss, M. W., and France, D. M., 2000, "Two-Phase Pressure Drop of Refrigerants during Flow Boiling in Small Channels: An Experimental Investigation and Correlation Development," *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 26, pp. 1739~1754.
- (12) Chisholm, D., 1983, *Two-Phase Flow in Pipelines and Heat Exchangers*, Longman, New York.
- (13) Hewitt, G. F. and Hall-Taylor, N. S., 1970, *Annular Two-Phase Flow*, Pergamon, Oxford.
- (14) Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C., 1949, "Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes," *Chem. Eng. Prog.* Vol. 45, pp. 39~48.
- (15) Cornwell, K. and Kew, P. A., 1993, "Boiling in Small Parallel Channels," in *Energy Efficiency in Process Technology*, pp. 624~638.
- (16) Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, *Convective Boiling and Condensation*, Clarendon, Oxford.
- (17) Kline, S. J., 1985, "The Purposes of Uncertainty Analysis," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 107, pp. 153~160.
- (18) 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.
- (19) Olsson, C. O. and Sunden, B., 1994, "Pressure Drop Characteristics of Small-Sized Tubes," *ASME Paper No. 94-WA/HT-1*.
- (20) Zivi, S. M., 1964, "Estimation of Steady-State Steam Void-Fraction by means of the Principle of Minimum Entropy Production," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 86, pp. 247~252.
- (21) Friedel, L., 1979, "Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase flow," *European Two-Phase Group Meeting, Ispra, Italy, Paper No. 2*.
- (22) Triplett, K. A., Ghiaasiaan, S. M., Abdel-Khalik, S. I., and LeMouel, A., 1999, "Gas-Liquid Two-Phase Flow in Microchannels Part II: Void Fraction and Pressure Drop," *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 25, pp. 395~410.
- (23) Kew, P. A. and Cornwell, K., 1995, "Confined Bubble Flow and Boiling in Narrow Spaces," *10th IHTC*, pp. 473~478.
- (24) 이한주, 이상용, 2001, "미세 수평 사각유로에서의 비등 열전달에 관한 실험적 연구," 대한기계학회 논문집 B 권, 게재예정.