

공학석사 학위논문

세관 내 물의 대류비등 시 압력의 영향에
관한 실험적 연구

*An Experimental Study of Flow Boiling in Water Flow
through Minichannels : Effect of Pressure*

지도교수 방 광 현

2007년 2월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

홍 군 의

*An Experimental Study of Flow Boiling in Water Flow
through Minichannels : Effect of Pressure*

Kun-Eui Hong

*Department of Refrigeration & Air-Conditioning
Engineering
Graduate School, Korea Maritime University*

Abstract

Flow boiling heat transfer and pressure drop of water in a minichannel has been experimentally studied to investigate the effect of pressure. The results of experiments were compared with selected existing correlations. The experimental apparatus consists mainly of gear pump, flowmeter, pre-heater, pressurizer, condenser, and evaporator for control of water quality at the inlet of test section. The test section is a round minichannel of 1.73 mm inside diameter, made of 316 stainless steel. And the test section tube is heated by a direct DC current through the tube. The ranges of the major experimental parameters in this study are $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ of mass flux, $30\sim 70 \text{ kW/m}^2$ of heat flux and $0.0\sim 0.3$ of inlet vapor quality. The experimental result showed that the flow boiling heat transfer coefficients in a minichannel are in the range of $3\sim 25 \text{ kW/m}^2\text{K}$ and they were affected by pressure and local mass quality while independent of heat flux. Flow boiling pressure drop was also affected by pressure.

목 차

Abstract

사용기호

표목차

그림목차

제 1 장 서 론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구목적	2
제 2 장 선행연구 고찰	3
2.1 서론	3
2.2 대류비등 열전달	4
2.3 미니채널에서의 대류비등 열전달	9
2.3.1 실험연구	9
2.3.2 대류비등 열전달 상관식	12
2.3.3 대류비등 압력손실 상관식	16
2.4 선행연구 고찰 요약	18
제 3 장 실험장치 및 실험방법	31
3.1 실험장치	31

3.2	실험방법	36
3.2.1	단상유동 실험	36
3.2.2	대류비등 실험	36
3.3	데이터 처리	38
3.4	실험오차 분석	39
3.4.1	온도 측정	39
3.4.2	압력 측정	40
3.4.3	질량유속(Mass flux)	41
3.4.4	열유속(Heat flux)	42
3.4.5	열전달계수(Heat transfer coefficient)	43
제 4 장	실험결과 및 고찰	56
4.1	단상유동 실험	56
4.2	대류비등 실험	57
4.2.1	대류비등 실험조건	57
4.3	대류비등 실험결과	57
4.3.1	열유속 및 건도변화에 따른 대류비등 열전달계수	57
4.3.2	작동압력 변화에 따른 대류비등 열전달계수	58
4.3.3	대류비등 압력손실	59

제 5 장 결 론66

참고문헌67

부록(실험데이터 정리)

사 용 기 호

A_c	단면적 [m^2]
b	높이 [m]
Bo	비등수(Boiling Number) [$\frac{q''}{G \times h_{fg}}$] 대류수(Convection Number)
Co	$[\left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0.5}]$
c_p	정압비열 [J/kg · K]
D	직경 [m]
D_h	수력학적 직경 [m]
Fr	프루드수(Froude Number) [$\frac{G^2}{\rho_f g D}$]
G	질량유속 [kg/m^2s]
h	엔탈피 [J/kg] 또는 열전달계수 [W/m^2K]
h_{fg}	증발 잠열 [J/kg]
k	열전도도 [W/mK]
L	시험부 길이 [m]
\dot{m}	질량유량 [kg/s]
P_i	내부 접수길이 [m]
Pr	프란틀수 [$\frac{c_p \mu}{k}$]
Q	전열량 [W]
x	건도

하첨자

CBD	대류비등
NBD	핵비등
F	Frictional
l,f	액상
v,g	기상
lo	Liquid Only
go	Gas Only
sat	포화
TP	Two-Phase
w,inside	내벽
w,outside	외벽

그리스문자

α	기공율
β	접촉각 (Contact angle)
ρ	밀도(kg/m ³)
μ	점도(Pa · s)
ϕ^2	Two-phase multiplier

표 목 차

Table 2.1	Summary of past work on flow boiling in minichannels
Table 2.2	Flow boiling heat transfer correlations for minichannels
Table 2.3	Two-phase pressure drop correlations for minichannels
Table 3.1	Major component of experimental apparatus
Table 3.2	Dimensions of the test tube
Table 3.3	Measurement error

그림 목 차

- Fig. 2.1 Heat transfer coefficient as a function of vapor quality (Lazarek et al., 1982)
- Fig. 2.2 Heat transfer coefficients at constant heat flux (Wambsganss, 1993)
- Fig. 2.3 Nu vs. quality (Kureta et al., 1998)
- Fig. 2.4 Heat transfer coefficient vs. quality (Bao et al., 2000)
- Fig. 2.5 Heat transfer coefficient v.s. quality (Lin et al., 2001)
- Fig. 2.6 Heat transfer coefficient v.s. quality (Choo & Bang, 2004)
- Fig. 2.7 Heat transfer coefficient v.s. quality (Cortina et al., 2004)
- Fig. 2.8 Heat transfer coefficient v.s. quality (Huo et al., 2004)
- Fig. 2.9 Heat transfer coefficient v.s. quality (Wang & Chen, 2005)
- Fig. 2.10 Heat transfer coefficient v.s. quality
- Fig. 2.11 Pressure drop v.s. quality
- Fig. 3.1 Schematic diagram of experimental apparatus
- Fig. 3.2 Photograph of experimental apparatus
- Fig. 3.3 Numerical analysis of the axial conduction on the 316 SS tube wall
- Fig. 3.4 Photograph of magnetic gear pump
- Fig. 3.5 Photograph of flow meter
- Fig. 3.6 Photograph of evaporator

- Fig. 3.7 Schematic diagram of evaporator
- Fig. 3.8 Schematic diagram of dielectric sectionv
- Fig. 3.9 Schematic diagram of dielectric section
- Fig. 3.10 Photograph of test tube
- Fig. 3.11 Photograph of Power supply
- Fig. 3.12 Photograph of pressure drop transmitter
- Fig. 3.13 Schematic diagram of thermocouple position
- Fig. 3.14 Photograph of thermocouple attachment work
- Fig. 3.15 Photograph of constant temp. bath
- Fig. 3.16 Photograph of Pressurizer
- Fig. 3.17 Photograph of Data acquisition system
- Fig. 3.18 Average error of thermocouple on the wall
- Fig. 3.19 Mass flow rate error V.S. Time
- Fig. 4.1 Nu number V.S. x^*
- Fig. 4.2 Friction factor V.S Re number
- Fig. 4.3 Effect of heat flux and mass quality on heat transfer coefficient
- Fig. 4.4 Effect of operating pressure on heat transfer
- Fig. 4.5 Comparison of experimental data with previous correlation (1 bar)
- Fig. 4.6 Comparison of experimental data with previous correlation (18 bar)

- Fig. 4.7 Effect of operating pressure on pressure drop
- Fig. 4.8 Comparison of experimental data with previous correlation (1 bar)
- Fig. 4.9 Comparison of experimental data with previous correlation (18 bar)

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

최근 산업 전 분야에 걸쳐 컴팩트 열교환기(Compact Heat Exchanger)에 대한 수요와 관심이 꾸준히 증대되어 왔다. 이는 컴팩트 열교환기의 고효율로 인해 열교환기의 소형화와 방열량의 증가를 동시에 달성할 수 있기 때문이다. 열교환을 필요로 하는 다양한 기기들의 경우 요구되어지는 필요 방열량은 늘어만 가는 반면 열교환기가 차지하는 공간은 보다 더 감소하는 것을 지향하고 있다. 또한 동일한 면적의 경우라 하더라도 열교환기의 폭이 더 얇게 제작된 슬림(slim) 열교환기가 최근 각광을 받고 있다.

열교환기는 그 사용 목적에 따라 작동 유체 및 시스템 압력, 온도 등의 운전 조건이 각각 상이하기 때문에 다양한 환경의 경우에 대한 실험적 연구가 요구되어 지고 있다. 열교환기의 효율 증대 및 소형화에 관한 연구 수요 증가는 곧 컴팩트 열교환기를 구성하고 있는 미니채널(Minichannel)에 대한 실험적 연구의 요구로 이어지고 있다. 그리하여 최근 10여년 동안 수력직경 1.0 ~ 3.0 mm 정도의 직경을 갖는 미니채널에서의 대류비등 열전달에 대한 실험적 연구가 전 세계에 걸쳐 활발하게 진행되어 오고 있다.

현재까지 발표된 미니채널에서의 대류비등 열전달에 관한 연구에서는 주로 작동유체로서 R-12, R-22, R-113, R-134a 등의 프레온 계 냉매를 사용하였으며, 시스템 압력이 5 기압 이하의 저압인 경우가 대부분이다. 고온 고압의 경우 미니채널에서의 대류비등 열전달에 대한 연구는 부족한 실정이기에 본 연구를 수행하게 되었다.

1.2 연구목적

특수 산업용의 보일러 및 수소 생산을 위한 Steam reformer, 차세대 전자부품 냉각기의 컴팩화 기술 개발을 위해서는 미세유로에서의 대류비등 열전달 현상을 규명하고, 열전달 계수 및 압력강하 설계 데이터가 필요하다. 이를 위해서는 미세 유로에서의 대류비등 열전달에 관한 실험적 연구가 필요하다.

본 연구는 물의 비등을 목적으로 하는 열교환기의 컴팩화 및 열전달 촉진을 위한 미세 유로 열교환 시스템 개발의 핵심기초연구로써, 물(water)을 작동유체로 하여 200℃, 1~20 bar의 고온 고압에서 대류비등 열전달 특성을 규명하는 것을 목적으로 하고 있다.

고온 고압 시 미니채널에서 2상유동 열전달 계수와 압력손실을 실험을 통해 예측하고, 기존 상관식들과의 비교를 통해 초소형 고효율 열교환기의 개발을 위한 적절한 기초 지표를 제공하는 것이 본 연구의 최종 목표이다.

제 2 장 선행연구 고찰

2.1 서론

미니 및 마이크로 채널내의 대류비등 열전달 현상에 관한 연구는 세계적으로 다년간, 많은 연구자들에 의해서 수행되어져 왔다. 다양한 종류의 채널 형상, 채널 사이즈, 작동유체 등에 대해 상변화 열전달 과정의 실험적 연구가 이루어졌고, 많은 연구 자료들이 제시되면서 대류비등 열전달 현상에 관한 상관식들이 개발되었다.

하지만 기존의 연구자들이 제시한 상관식들의 경우 작동유체가 상이하거나 온도, 압력 등의 실험 조건이 변화될 시에는 근사한 예측을 한다고 판단되어질 수 없다.

Lockahrt & Martinelli(1949), Tran et al(2000), Yu et al(2002)등은 미니 채널 내 대류비등 열전달 시 발생하는 압력손실 예측을 위한 상관식을 제시하였고, Gungor & Winterton(1987), Tran et al(1996), Kandlikar(2004) 등은 기존의 연구자들이 제시한 상관식들을 비교 분석하여 미니 채널에서의 2상유동 열전달 계수를 예측할 수 있는 상관식을 제시하였다. 위에서 열거된 선행 연구자들의 경우 탄화수소 계 냉매를 이용한 실험이 주를 이루므로 고온 고압 물의 대류비등 열전달 현상의 경우와는 다소 차이가 존재할 것으로 사료된다. 그러므로 기존의 상관식들을 이용해 본 실험의 경우를 예측해보고, 실험 결과 값과 비교해 봄으로써 기존 상관식들의 정확성 유무 또는 개선이 이루어져야 할 것이다.

본 장에서는 기존의 연구자들이 수행한 실험적 기법 및 내용들을 살펴보고, 또한 상관식을 정리, 비교하여 앞으로 진행되어질 본 연구의 기초 자료로 사용할 것이다.

2.2 대류비등 열전달

증발은 액체의 온도가 시스템 압력의 포화온도보다 미소 증가할 때 액체 - 증기 사이의 계면(thermal interface)에서 증기가 생성되는 과정이라고 할 수 있다. 증발은 액상으로부터 연속적인 계면을 통과하는 분자 유속(molecular flux)의 불균형으로 기술된다. 또한, 상 변화는 액상 내부에서 혹은 가열면상에서 증기기포의 생성 및 성장에 의한 증발과정으로 진행되며 이를 비등현상이라고 한다. 그러므로 비등열전달은 액체에서 증기로의 상 변화시에 물질전달과 함께 수반되는 열전달 과정으로 정의된다. 관내에서의 비등열전달은 액상과 기상이 함께 공존하므로 그 현상이 매우 복잡하다. 일단, 비등이 시작되면 핵비등(nucleate boiling)과 액상의 강제대류과정이 주된 열전달 기구로 작용한다. 일반적으로 가열관 벽상에 많은 활성화 영역이 있으며, 낮은 건도 영역에서 기상의 기공율도 상대적으로 낮으므로 핵비등 기구가 강제대류 효과보다 강하게 나타난다. 이러한 두 열전달 기구의 상대적인 중요도는 관의 길이에 걸쳐 변화한다. 유동이 하류로 진행될수록 액상의 증발이 발생하므로 특히, 시스템의 압력이 저압인 경우 기공율은 급속히 증가한다. 결국 유동은 가속되어 가열관 벽으로부터 강제대류에 의해 열전달이 고양된다.

기공율의 증가와 유동의 가속화는 하류에서 유동양식의 변화를 초래한다. 수직 상향류의 경우 핵비등 시작점에서의 기포류(bubbly flow)는 슬러그류(slug flow), 천류(churn flow), 그리고 환상류(annular flow)로 급속히 발전한다. 기상과 액상간에 큰 밀도차가 있을 때 기포류로부터 환상류로의 천이구간에서 난류 처연 유동이 짧은 유로 구간에서 발생할 수도 있다. 환상류의 유동양식이 발달하면 가열관 벽으로부터 액체막을 통한 대류열전달 과정에 의해 액체막의 증발 과정이 진행된다. 이에 따라 액체막의 두께는 감소하여 열저항이 감소하므로 이 기구의 효율성은 더욱

증가한다.

균일 열유속의 경우 환상 액막의 증발 과정이 발달함에 따라 관벽의 가열도는 감소하므로 핵비등 과정은 쇠퇴한다. 증발 과정의 후기에서 액체막이 아주 얇아지면 공급 열유속이 액체막을 통하여 전달될 때 요구되는 과열도가 너무 낮아서 결국 핵비등은 완전히 억제된다.

이러한 열전달 과정 및 기구에 따라 강제대류 열전달계수를 예측하려면 낮은 건도 영역에서의 풀 핵비등(pool nucleate boiling)과 유사한 조건으로부터 높은 건도 영역에서의 순수 액막 증발 조건으로의 천이과정을 고려하여야 한다. 액막 증발에 대한 열전달 과정은 액막 응축의 경우와 유사하게 해석될 수 있으며, 풀 핵비등에 대한 실험적 상관 관계식은 유동 핵비등의 경우에 대하여 적절히 수정, 적용될 수 있다.

환상류에서 액막의 레이놀즈수는 동일유량의 액상이 관내를 채우고 흐르는 경우의 레이놀즈 수와 같으므로 액막을 통한 대류 열전달계수의 동일유량의 액상유동 열전달계수에 대한 비는 유동의 등가직경의 비에 반비례한다. 그러므로 액막의 두께가 관 직경에 비해 상대적으로 얇을 때

$$\frac{h_{TP}}{h_l} = \frac{1}{1 - \alpha} \quad (2.1)$$

이 성립한다. 여기서 기공율(void fraction)은 난류-난류 마티넬리 변수에 의해 표시될 수 있으므로, 결국 액막을 통한 대류 열전달계수와 액상 단상유동의 대류 열전달계수의 비는 마티넬리 변수의 함수로 표현될 수 있다.

$$X_{ff} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (2.2)$$

그러나 2상 유동의 강제대류 열전달 과정에서 액상과 기상의 점도비의

영향이 거의 없다는 실험결과들을 고려하면 마티넬리 변수 대신에 대류 수를 사용하여 기공율의 영향을 대변하는 것도 가능할 것이다.

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (2.3)$$

환상류의 액막 체적 내에서 발생할 수도 있는 유동 핵비등 과정은 풀 핵비등의 경우와 비교하여 유효 벽면과열도가 감소하므로 2상 유동의 건도가 높을수록 그 열전달은 억제된다. 기본적으로 핵비등 열전달율에 대한 열유속의 영향이 무차원수인 비등수에 의해 대변될 수 있으며

$$Bo = \frac{q''}{G \times h_{fg}} \quad (2.4)$$

액막에 의한 유효 벽면과열도의 감소는 2상 레이놀즈 수의 함수로 표시될 수 있다.

$$Re_{TP} = Re_l [F(X_{tt})]^{1.25} \quad (2.5)$$

이러한 배경을 근간으로 기존의 열전달 상관관계식들은 다음과 같은 세 가지의 유형으로 구분할 수 있다.

- 1) 단상액체유동에 대한 상변화 2상유동의 열전달계수의 비를 비등수나 마티넬리변수와 같은 무차원변수의 함수로 표시하는 경우
- 2) 강제대류가 지배적인 영역과 미시적 핵생성 및 성장과정이 지배적인 영역에서의 열전달 상관관계식을 개별적으로 표현하는 경우
- 3) 상변화 열전달계수를 강제대류과정과 핵 성장과정의 열전달계수의

함으로 표시하는 경우

Shah(1976)와 Kandlikar(1990)가 제시한 상관관계식은 유형 1)에 속하며 Dhar(1979) 등의 관계식은 유형 2)에, 그리고 Bennett & Chen(1980), Gungor & Winterton(1987), Jung(1989) 등의 상관식은 유형 3)에 속한다. 유형 1)과 2)의 상관관계식은 실험적 자료를 기준으로 연구자의 직관에 의해 개발되는 순수한 실험적인 상관관계식으로 볼 수 있으며, 유형 3)의 상관관계식은 총 열전달률이 강제대류에 의한 부분과 핵생성과 성장에 따른 열전달률의 합으로 구성된다는 물리적 모델에 기초하여 개발되었다.

Shah는 도표를 이용해서 전열계수를 구하는 방법(1976)과 이를 식으로 계산하는 방법(1982)을 제시하였다. 그가 제시한 방법은 2상 유동의 열전달계수와 단상 액상유동의 열전달계수의 비를 대류수, 비등수, 그리고 프루드수의 함수로 나타내었는데 마티넬리 변수에서 액상과 기상의 점도비에 대한 영향이 적어 이를 대류수로 대체하여 표시하였다. 수직원관내 유동인 경우 프루드수의 영향은 무시될 수 있다. 또한 수평유동과 수직유동의 차이점을 반영하기 위하여 F 수를 도입하였다. 이 결과는 실험 데이터의 분석을 통한 통계적 처리의 의미를 가질 뿐이나 비교적 정확히 2상유동 열전달 계수를 예측하고 있다고 생각된다.

Shah(1982)의 경우 실험자료의 정성적인 변화, 즉 핵비등 및 대류비등의 영향을 아주 잘 예측하고 있다. 즉 동일한 질량유속 조건에서도 저건도 지역에서 핵비등이 활발하게 이루어지기 때문에 열유속이 열전달에 미치는 영향을 잘 예측하고 있다. 또한 증발이 진행되어 열유속의 영향이 사라지고, 증발열전달 특성이 질량유속 및 건도에 의존하는 특성도 잘 반영하고 있다. 이 상관식은 많은 실험 자료들을 분석하여 그래프화된 설계자료를 만들고, 이후 이 그래프를 식으로 나타낸 것과 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 그는 실험식의 기초자료로 R-22에 대해서 Johnston & Chaddock, Pierre, Anderson의 실험결과들을 이용하였고, 이들의

실험에서 건도는 0 ~ 0.9, 열유속은 1.6 ~ 88 kW/m², 질량속도는 14 ~ 346 kg/m²s 정도였다. Shah는 이를 포함하여 18명의 연구자의 800점의 실험결과들을 활용하였는데 R-22인 경우 오차에 대한 평균 분산이 4.1~ 25.3% 정도로 나타났다.

2.3 미니채널에서의 대류비등 열전달

2.3.1 실험연구

Lazarek & Black(1982)은 R-113을 사용하여, 내경 3.1 mm의 수직 원관에서 열유속 $14 \sim 380 \text{ kW/m}^2$, 질량속도 $125 \sim 750 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에 따른 증발열전달계수를 측정하였다. 과냉 비등상태와 포화비등상태일 때 열전달계수는 열유속의 영향을 받는 것을 알 수 있으며, 과냉 비등상태에서 건도가 증가함에 따라 급격히 증가하던 열전달계수가 포화 비등상태일 때는 건도에 무관하게 일정하게 나타냄을 Fig. 2.1에서 보여주고 있다.

Wambsganss et al.(1993)은 냉매 R-113과 내경 2.92 mm, 길이 368 mm의 관으로 수평관에 대하여 열전달계수를 측정하여 10개의 다른 열전달 상관식과 비교하였고, 큰 증발수를 가지는 미소 직경관 유동에서 열전달계수는 열유속의 영향을 많이 받으며, 건도의 변화에 대해서는 거의 변하지 않음을 Fig. 2.2을 통해 알 수 있다. 이는 선행연구자인 Lazarek & Black(1982)의 연구 결과와 일치함을 보여주고 있다. 실험 조건은 열유속 $8.8 \sim 90.75 \text{ kW/m}^2$, 질량속도 $50 \sim 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 건도 $0 \sim 0.9$ 에서 변화를 주었고, 일정 열유속을 주기 위해서 시험부에 직접 전류를 보내는 방법으로 직접가열방식을 택하였다. 실험 과정 중 비등수가 높게 나타났는데, 이를 세관에서의 높은 압력강하를 피하기 위한 높은 열유속과 낮은 질량속도의 조합의 결과로 보았다. 유동양상은 슬러그류가 주를 이룬다라고 보고하고 있는데, 이는 Damianides & Westwater(1988)가 3 mm 관에 대하여 만든 유동양상그림을 이용한 것이다. 하지만, 이들이 만든 유동양상그림은 공기/물의 혼합을 이용하여 만든 것이므로, 냉매를 사용하는 데는 다소 차이가 있으리라 생각된다. 또한 큰 직경을 가진 관에서는 냉매의 증발열전달이 주로 대류영역에서 현저하게 증가(Jung &

Rader macher, 1989)한다고 보고되어 있으나, 자신의 실험결과로부터 세 관에서는 핵비등에 의한 영향이 더 현저하였음을 나타내고 있다.

Kureta et al.(1998)은 물을 작동유체로 하여 내경이 2.0 ~ 6.0 mm, 가열 길이가 4.0 ~ 680.0 mm인 수직 원관을 시험부로 적용하여 대류비등 열전달 실험을 수행하였다. 실험 조건은 질량유속 100 ~ 170 kg/m²s, 최대 열유속 33 MW/m², 입구 과냉도 70 ~ 90 K로 적용하였다. 실험을 통하여 대류비등 열전달 계수와 2상유동 압력손실을 측정하였고, 그 결과를 Fig. 2.3에 나타내었다. 실험 결과를 토대로 핵비등이 시작되는 온도를 기존의 상관식과 비교 분석하였으며, 기존의 상관식이 나타내는 핵비등 시작점이 과대하게 예측되었다는 결론 하에 실험 데이터를 토대로 핵비등의 시작을 예측하는 새로운 상관식을 제시하였다.

Bao et al.(2000)은 R-11, HCFC123을 내경 1.95 mm인 관에 사용하여 증발열전달계수를 측정하였다. 건도 0 ~ 0.9의 범위에서, 열유속이 5 kW/m² ~ 200 kW/m²으로 변화할 때 질량유속을 50 kg/m²s ~ 1800 kg/m²s로 변화시키며 증발열전달 계수를 측정하였다. 시험부는 copper block으로 싸여있으며 일정 열유속을 공급하기 위해 electrical band heater를 사용하였다. 그 결과를 Fig. 2.4에 나타내었으며, 이는 Lazarek & Black(1982)의 결과와 일치함을 보여주고 있다. 열전달계수가 과냉 영역에서 급격한 증가이후 포화영역에서 일정해짐을 알 수 있고, 이를 통해 열전달계수가 열유속의 영향을 많이 받는 것임을 알 수 있다. 이는 또 Wambsganss(1993)의 결과와도 일치함을 나타내고 있다.

Lin et al.(2001)은 R141b를 작동유체로써 사용하고, 내경 1.1 mm 수직 튜브를 사용하여 질량속도 300 ~ 2000 kg/m²s, 열유속이 10~ 1150 kW/m² 인 범위에서 건도를 변화시키면서 대류비등열전달계수를 측정하였다. 시험부(test Section)는 시험관(test tube)을 사각공간(rectangular cavity)내에 삽입한 후 관 외벽 온도와 같은 온도로 사각공간(rectangular cavity)내의 공기온도를 조절하여 단열을 실시하였다. 입구

온도의 조절은 2단계로 구분하여 실시하였다. 우선 전기적으로 가열하는 튜브(electrically heated tube)를 통해서 온도를 조절하고, 다시 온도 조절이 되는 항온조(water tank)를 통과시켜 재가열을 실시하여 일정한 입구 온도를 유지시켰다. 실험결과는 Fig. 2.5에 나타난 것처럼 입구 건도가 증가함에 따라 대류비등열전달계수가 감소함을 볼 수 있다.

Choo & Bang(2004)은 R-22 냉매를 내경 1.67 mm이고, 길이가 300 mm로 동일한 brass관과 Aluminum관, Copper관을 사용하여 증발열전달계수를 측정·비교하였다. 건도 0.0 ~ 1.0의 범위에서, 질량속도 600 kg/m²s일 때, 열유속이 5 ~ 30 kW/m²로 변화시키며 열전달계수를 측정하였다. 실험장치는 냉매펌프(자기펌프)를 이용한 강제 순환식 사이클이며, 질량 유량계를 통해 일정유량을 예열기(pre-heater)로 유입, 일정 건도를 유지하며 시험부로 들어가도록 구성되었다. 열전달계수가 입구 건도나 관 재질 변화의 영향은 거의 받지 않으며, 열 유속의 영향이 지배적임을 알 수 있으며, 그 결과를 Fig. 2.6에 나타내었다.

Cortina Diaz et al.(2004)은 인코넬 600 재질의 수력직경 0.3 ~ 0.7 mm 사각관과 1.5 mm의 원형관을 시험부로 하고, 물, 탄화수소, 탄화수소 혼합물을 작동유체로 하여 질량유속 25 ~ 350 kg/m²s, 열유속 20 ~ 350 kW/m², 입구압력 0.3 MPa의 범위에서 대류비등 열전달 실험을 수행하였다. 탄화수소 및 탄화수소 혼합물은 건도의 증가에 따라 열전달 계수가 상승하며, 물은 탄화수소, 탄화수소 혼합물에 비해 열전달 계수가 2배 정도 높게 나타나고, 건도의 증가에 따라 열전달 계수 역시 상승한다고 나타내고 있다. 그 결과를 Fig. 2.7에 나타내었다.

Huo et al.(2004)는 R134a를 작동유체로 하고, 내경이 2.01 mm, 4.26 mm 인 두 개의 원형 스테인리스관을 시험부로 사용하여 대류비등 열전달 실험을 수행하였다. 질량유속 100 ~ 500 kg/m²s, 열유속 13 ~ 150 kW/m², 포화압력 8 ~ 12 bar, 최대 건도 0.9의 실험 조건에서 대류비등 열전달 특성과 함께 유동 양식을 관찰하였다. 내경이 4.26 mm인 경우는

건도가 0.4 ~ 0.5 이하일 때, 내경이 2.01 mm인 경우에는 건도 0.2 ~ 0.3 일 때 핵비등이 주요 열전달 양식이라고 나타내고 있고, 건도의 증가에 따라 열전달 계수는 감소한다고 결과를 제시하였다. 그 결과를 Fig. 2.8에 나타내었다.

Wang & Chen(2005)은 내경이 1.3 mm이고, 두께가 0.1 mm인 원형 스테인리스 수평관을 사용하여 R134a에 대해 대류비등 열전달 실험을 수행하였다. 질량유속 310 ~ 860 kg/m²s, 열유속 21 ~ 50 kW/m², 포화압력 6.5 ~ 7.5 bar, 최대 건도 0.8의 실험 조건에서 질량유속, 열유속, 포화압력 및 건도가 열전달 계수에 미치는 영향을 조사하였다. 실험 결과를 토대로 포화압력과 열유속이 커짐에 따라 열전달 계수가 증가한다고 보고하였으며, 열유속 30 kW/m²을 전환점으로 제시하여 전환점 이하에서는 질량유속과 건도가 증가함에 따라 열전달 계수 역시 상승하고, 전환점 이상에서는 열전달 계수가 질량속도에는 무관계하며, 건도의 증가에 따라 감소한다고 나타내고 있다. 그 결과를 Fig. 2.9에 나타내었다.

Choi & Pamitran(2006)은 R-410A를 작동유체로 하여 수평 스테인리스 원관 내경 1.5 mm, 3.0 mm인 미니채널에 대하여 대류비등 열전달 실험을 수행하였다. 시험관의 길이는 1500 mm, 3000 mm 두 가지를 사용하였고, 질량유속 300 ~ 600 kg/m²s, 열유속 10 ~ 40 kW/m², 시험부 입구 온도 10℃의 실험 조건을 적용하였다. 실험 데이터를 토대로 미니채널에서의 압력손실을 예측하였고, 선행 연구자들의 상관식과 비교, 분석하여 Lockhart & Martinelli(1949)의 상관식을 기반으로 2상유동 압력손실에 관한 새로운 상관식을 제시하였다.

2.3.2 대류비등 열전달 상관식

Gungor & Winterton(1987)은 물, 냉매, 그리고 에틸렌 글리콜(ethylene

glycol) 등을 이용하여 수평 또는 수직관에서 포화막비등, 과냉 비등, 환상류의 강제대류비등에 대한 상관관계식을 수립하였고, 또한, 핵비등에 의한 영향을 제외한 대류비등항만을 사용하여 열전달계수의 건도에 따른 변화 정도가 대체로 완만하게 나타나고 있고, 건도가 어느 정도 높아져도 열유속에 대한 영향이 계속 나타남을 보였다. 실험 결과를 근거로 하여 아래와 같은 상관식을 제시하였다.

$$h_{TP} = h_l \left[1 + 3000 Bo^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.41} \right] \quad (2.6)$$

$$h_l = 0.023 \left(\frac{G(1-x)d}{\mu_l} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{pl}\mu_l}{k_l} \right)^{0.4} \frac{k_l}{d} \quad (2.7)$$

Tran et al.(1996)은 R-12를 사용하여 원관 내경 2.46 mm, 사각관 수력직경 2.40 mm인 세관에 대하여 질량속도 44 ~ 832 kg/m²s, 열유속 3.6 ~ 129 kW/m², 건도 0 ~ 0.94의 변화에 따른 국소 열전달계수의 변화를 실험적으로 고찰하였다. 실험결과는 열전달계수가 열유속의 영향을 많이 받으며, 건도에 따라서는 거의 변하지 않음을 보였다. 그 결과는 Fig. 2.1에 잘 나타나 있다. 또한 벽면 과열도가 2.75°C를 기준으로 이보다 적을 때는 대류비등이 주도하는 열전달이 형성되며, 이보다 클 때는 열유속의 영향을 받는 핵비등이 주도하는 열전달이 형성함을 보였다. 벽면 과열도가 2.75°C보다 큰 경우 질량유속에 대한 영향은 매우 작으며, 열유속에 대한 영향을 주로 받는 것으로 나타났으며, 실험결과를 토대로 다음과 같은 상관식을 제시하였다.

$$h = (8.4 \times 10^5) (Bo^2 We_l)^{0.3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0.4} \quad (2.8)$$

여기서 Bo 는 Boiling Number로서 $q''/h_{fg}G$ 이고, We_l 는 액체의

Weber Number로서 $G^2d/\rho_1\sigma$ 으로 정의되어 있다. 위의 두 무차원 수에서 질량유속 G 는 소거되고 열유속의 q'' 만 남게됨으로써 열유속만의 영향을 받는 식임을 보여주고 있다.

Kandlikar(1990)는 광범위한 실험 자료를 근거로 보다 통계적인 방법으로 접근하였고, Shah(1976)의 경우와 같이 강제대류 열전달계수를 구하는데 대류수와 증발수의 함수로 보았다. 또한 증발수에서는 각 냉매에 맞추어 수정계수를 달리하였다. 수평관에 대해서는 중력의 영향을 표현하는 프루드수를 고려하였다. 1983년 최초의 실험식 발표에 이어 1990년에 많은 종류의 냉매에 이용할 수 있는 보완된 실험식을 발표하였다. 그는 작동유체로 물, R-11, R-22, R-114, nitrogen, neon등을 이용하여 24명의 연구자들의 5246점의 실험자료를 활용하여 수직 및 수평유동에 대한 상관식을 얻었고, 이를 Shah(1982), Gungor & Winterton(1987), Chen (1966), Bjorge, Hall and Rohsenow(1982)등의 상관식과 비교하였다.

Kandlikar(2003)는 1990년에 걸쳐 다시 실험 자료를 근거로 수정된 상관식을 제시하였다. 새로운 두 개의 무차원수를 만들어 많은 실험식들에 대입하여 세관에서의 비등열전달 특성을 밝히려 하였다. 증발력과 관성력의 비로 무차원화 시킨 무차원수 K_1 과 증발력과 표면장력의 비로 무차원화 시킨 무차원수 K_2 , 이 두 가지의 무차원수를 이용하여 CHF를 포함하는 대류비등열전달의 특성을 나타내는 것이 가능할 수 있었다고 나타내고 있다. 또한 Kandlikar가 제시한 상관식은 일반관보다 세관에서 더 잘 맞는다고 나타내었다.

다음은 Kandlikar가 제시한 상관식이다.

$$h_{TP} = \text{larger of } \begin{cases} h_{TP, NBD} \\ h_{TP, CBD} \end{cases} \quad (2.9)$$

$$\begin{aligned}
h_{TP, NBD} = & 0.6683 Co^{-0.2} (1-x)^{0.8} f_2(Fr_{LO}) h_{LO} \\
& + 1058.0 Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{FI} h_{LO} \quad (2.10)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
h_{TP, CBD} = & 1.136 Co^{-0.9} (1-x)^{0.8} f_2(Fr_{LO}) h_{LO} \\
& + 667.2 Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{FI} h_{LO} \quad (2.11)
\end{aligned}$$

여기서,

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5}$$

$$h_{LO} = \frac{Re_{LO} Pr_L (A2) (k_L/D)}{1 + 12.7 (Pr_L^{2/3}) (A2)^{0.5}} \quad \text{for } 10^4 \leq Re_{LO} \leq 5 \times 10^6$$

$$h_{LO} = \frac{(Re_{LO} - 1000) Pr_L (A2) (k_L/D)}{1 + 12.7 (Pr_L^{2/3}) (A2)^{0.5}} \quad \text{for } 3000 \leq Re_{LO} \leq 10^4$$

$f_2(Fr_{LO})$ 는 1 로서 주어지는 값이고, Fr_{LO} 은 Fluid Parameter로 Kandlikar(1990)가 제시하였다. NBD 는 핵비등이 지배적인 상황을 말하며, CBD 는 대류비등이 지배적인 상황을 말한다. h_{LO} 는 단상유동일 때 액상만 관내를 가득 채워 지나갈 때의 열전달계수를 나타내고, Bo 는 boiling number를 나타낸다. Kandlikar는 식 (2.10), (2.11) 중에서 큰 값을 가지는 식을 사용할 것을, $Re_{LO} \leq 100$ 인 경우 식 (2.10)을 사용할 것을 제시하였다.

2.3.3 2상유동 압력손실 상관식

2상유동은 액상과 기상이 혼합된 복잡한 유동이므로 단상 유동에서 사용하는 압력손실 상관식을 적용하는 것은 부적절하다. 통상 2상유동에서 발생하는 마찰 압력손실은 아래와 같이 표현된다.

$$\left[-\frac{dp}{dz} \right]_{F, TP} = \left[-\frac{dp}{dz} \right]_{F, fo} \times \phi_{fo}^2 \quad (2.12)$$

여기서 $\left[-\frac{dp}{dz} \right]_{F, fo}$ 는 유동이 전량 액상이라고 가정할 때의 압력손실을 나타내고, ϕ_{fo}^2 는 2상유동 멀티플라이어(Two Phase Multiplier)로 보통 액상 압력구배에 대한 기상 압력구배의 비인 마티넬리 변수 X^2 으로 표현이 가능하다.

Lockhart & Martinelli(1949)는 수평 원관에 대한 2상유동 실험 자료들을 토대로 2상유동 압력손실 예측에 있어 가장 널리 알려진 상관식을 제시하였고, 이는 다음과 같다.

$$\phi_f^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (2.13)$$

$$X = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.875} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.125} \quad (2.14)$$

여기서 X 는 마티넬리 변수이고, C 는 유동 양상에 따라 다르게 주어지는 변수로 Table 2.3에 나타내었다.

Tran et al.(2000)은 원관과 사각관의 미니채널을 테스트 튜브로 사용하여 R-134a, R-12, R-113에 대해 2상유동 압력손실을 측정하였고, Chisholm(1983)의 상관식을 수정하여 다음과 같은 새로운 상관식을 제시하였다.

$$\phi_{fo}^2 = 1 + (4.3\Gamma^2 - 1)[N_{conf} x^{0.875} (1 - x)^{0.875} + x^{1.75}] \quad (2.15)$$

$$\Gamma^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{go}}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{fo}} \quad (2.16)$$

$$N_{conf} = \frac{\left[\frac{\sigma}{g(\rho_f - \rho_g)}\right]^{0.5}}{D} \quad (2.17)$$

Yu et al(2002)은 Chisholm(1967)이 제시한 상관식을 토대로 2상유동 압력손실에 관한 새로운 상관식을 아래와 같이 제시하였다.

$$\phi_f^2 = X^{-1.9} \quad (2.18)$$

$$X = 18.65 \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0.5} \frac{Re_g^{0.1}}{Re_f^{0.5}} \quad (2.19)$$

여기서 Re_g 는 기상의 레이놀즈수로 $\frac{Gxd}{\mu_g}$ 와 같이 나타내고, Re_f 액상의 레이놀즈수로 $\frac{G(1-x)d}{\mu_f}$ 와 같이 나타낼 수 있다.

2.4 선행연구 고찰 요약

여러 선행 연구자들이 미니채널의 대류비등 열전달에 관해 연구하였지만 작동유체, 작동압력, 시험부(Test Section)등의 실험 조건이 상이하므로 그 결과 또한 일치하지 않음을 알 수 있다.

본 연구에서 수행하고자 하는 실험의 경우 작동유체로 물을 사용하며, 실험 조건이 약 200℃, 20 bar의 고온 고압에 해당한다. 지금까지 요약된 선행 연구자들의 상관식들을 적용하여 고온 고압 시 미니채널에서의 대류비등 열전달 계수 및 2상유동 압력손실을 예측해봄으로써 본 실험의 조건에 대한 선행 연구자들의 상관식 적용 결과를 비교하고, 그 차이점에 대해 분석해 볼 수 있을 것이다.

내경 1.73 mm, 가열 길이 300 mm 미니채널에서 물의 경우 1 bar, 20 bar에 대해 대류비등 열전달 계수에 관한 선행 연구자들의 상관식을 이용하여 예측한 결과를 Fig. 2.10에 나타내었다. Tran et al(1996), Kandlikar(2004)의 경우 작동 압력이 상승할 경우 열전달 계수 역시 상승한다고 결과가 도출되었고, Gungor & Winterton(1987)은 압력이 상승하면 열전달 계수는 감소한다고 나타내고 있다. 건도의 변화에 대해서는 Gungor & Winterton(1987) 상관식은 건도의 증가에 따라 열전달 계수가 상승한다고 제시된 반면 Tran et al(1996), Kandlikar(2004)상관식은 건도의 증가에 따라 열전달 계수가 감소한다고 결과가 나타났다.

2상유동 압력손실에 관한 선행 연구자들의 결과들을 Fig. 2.11에 나타내었으며 결과를 살펴보면 Lockhart & Martinelli(1949), Tran(2000), Yu(2002)의 결과 모두 압력의 증가에 따라 2상유동 압력손실은 감소하며, 건도의 증가에 따라서는 2상유동 압력손실이 증가한다는 결과가 제시되었다.

이와 같은 선행 연구자들의 연구결과를 바탕으로 본 연구에서는 고온

고압 시 미니채널에서의 대류비등 열전달 실험을 수행하여 실험 결과를 토대로 기존 상관식과의 비교를 통해 2상유동 압력손실 및 열전달 특성을 분석하고자 한다.

Table 2.1 Summary of past work on flow boiling in minichannels

Authors	D_h (mm)	Fluid	G (kg/m ² s)	q'' (kW/m ²)	Tubes/ L (mm)	Remarks
Lazarek & Black (1982)	3.1	R-113	125~750	14~380	Copper / 126	과냉 비등상태와 포화 비등상태일 때 열전달계수는 열유속의 영향을 받으며, 과냉 비등상태시 건도가 증가함에 따라 급격히 증가하던 열전달계수가 포화 비등상태시 는 건도에 무관하게 일정함
Wambsganss et al. (1993)	2.92	R-113	50~300	8.8~ 90.75	Stainless Steel / 430	Lazarek & Black(1982)의 연구 결과와 일치함. 세관에서는 대류비등보다는 핵비등에 의한 영향이 더 현저하였음
Tran et al. (1996)	2.46 2.4	R-12	44~832	3.6~129	Round & rect. Brass / 900	열전달계수가 열유속의 영향을 많이 받으며, 건도에 따라서는 거의 변하지 않음. 벽면 과열도가 2.75℃를 기준으로 이보다 적을 때는 대류비등이 주도하는 열전달이 형성되며, 이보다 클 때는 열유속의 영향을 받는 핵비등이 주도하는 열전달이 형성됨
Kureta et al. (1998)	2.0 6.0	Water	100~170	Up to 33000	Stainless Steel / 4.0~680	핵비등이 주요 열전달 모드이며, 기존 선행 연구자들의 상관식은 핵비등의 시작점을 과대하게 예측함

Table 2.1 (Cont.) Summary of past work on flow boiling in minichannels

Authors	D_h (mm)	Fluid	G (kg/m^2s)	q'' (kW/m^2)	Tubes/ L (mm)	Remarks
Bao et al. (2000)	1.95	R-11 HCFC -123	50~1800	5~200	Copper / 306	Lazarek & Black(1982)의 결과와 일치함을 보여주는데, 열전달계수가 과냉 영역에서 급격한 증가 이후 포화영역에서의 일정함과, 열전달계수가 열유속의 영향을 많이 받음. 이결과는 Wambsganss(1993)의 결과와 일치됨
Lin et al. (2001)	1.1	R141b	300 ~ 2000	10 ~ 1150	수직관 / 500	입구 건도가 증가함에 따라 열전달계수가 감소
Choo & Bang (2004)	1.67	R-22	600	5~30	Brass Aluminum Copper / 300	열전달계수는 입구 건도와 질량속도, 재질의 영향을 받지 않고, 열유속의 변화의 영향이 지배적임.
Cortina Diaz et al. (2000)	0.3 0.7	Water Hydroc arbon	25~350	20~350	Inconel 600 / 500	관경이 축소됨에 따라 열전달 능력이 10% 정도 향상됨을 보이고, 포화온도가 5°C인 경우보다 0°C인 경우에 열전달 능력이 약간 높은 것으로 나타남
Huo et al. (2004)	2.01 4.26	R-134a	100~500	13~150	Stainless / 500	핵비등이 주요 열전달 모드이며, 건도의 증가에 따라 열전달 계수는 감소함

Table 2.1 (Cont.) Summary of past work on flow boiling in small-diameter tubes

Authors	D_h (mm)	Fluid	G (kg/m^2s)	q'' (kW/m^2)	Tubes/ L (mm)	Remarks
Wang & Chen (2005)	1.3	R134a	310~860	21~50	Stainless / 720	포화압력과 열유속이 커짐에 따라 열전달 계수가 증가한다고 보고하였으며, 열유속 $30 kW/m^2$ 을 전환점으로 제시하여 전환점 이하에서는 질량유속과 건도가 증가함에 따라 열전달 계수 역시 상승하고, 전환점 이상에서는 열전달 계수가 질량속도에는 무관계하며, 건도의 증가에 따라 감소함
Choi & Parmitran (2006)	1.5 3.0	R-410A	300~600	10~40	Stainless / 1500, 3000	실험 데이터를 토대로 미니채널에서의 압력손실을 예측하였고, 선행 연구자들의 상관식과 비교, 분석하여 Lockhart & Martinelli(1949)의 상관식을 기반으로 2상유동 압력손실에 관한 새로운 상관식을 제시함

Table 2.2 Flow boiling heat transfer correlations for minichannels

Author	Correlation
<p>Gungor & Winterton (1987)</p>	$h_{TP} = h_l \left[1 + 3000 Bo^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.41} \right]$ $h_l = 0.023 \left(\frac{G(1-x)d}{\mu_l} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{pl}\mu_l}{k_l} \right)^{0.4} \frac{k_l}{d}$
<p>Wambsganss & Tran (1996)</p>	$h = (8.4 \times 10^5) (Bo^2 We_d)^{0.3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0.4}$
<p>Kandlikar (2003)</p>	$h_{TP, NBD} = 0.6683 Co^{-0.2} (1-x)^{0.8} f_2(Fr_{LO}) h_{LO}$ $+ 1058.0 Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{Fl} h_{LO}$ $h_{TP, CBD} = 1.136 Co^{-0.9} (1-x)^{0.8} f_2(Fr_{LO}) h_{LO}$ $+ 667.2 Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{Fl} h_{LO}$

Table 2.3 Two-phase pressure drop correlations for minichannels

Author	Correlation
Lockhart & Martinelli (1949)	$\phi_f^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}$ $X = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.875} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g}\right)^{0.125}$ <p style="text-align: center;"> Liquid gas C turbulent - turbulent(tt) 20 viscous - turbulent(vt) 12 turbulent - viscous (tv) 10 viscous - viscous (vv) 5 </p>
Tran et al. (2000)	$\phi_{fo}^2 = 1 + (4.3\Gamma^2 - 1)[N_{conf} x^{0.875} (1-x)^{0.875} + x^{1.75}]$ $\Gamma^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{go}}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{fo}}$ $N_{conf} = \frac{\left[\frac{\sigma}{g(\rho_f - \rho_g)}\right]^{0.5}}{D}$
Yu et al. (2002)	$\phi_f^2 = X^{-1.9}$ $X = 18.65 \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0.5} \frac{Re_q^{0.1}}{Re_f^{0.5}}$

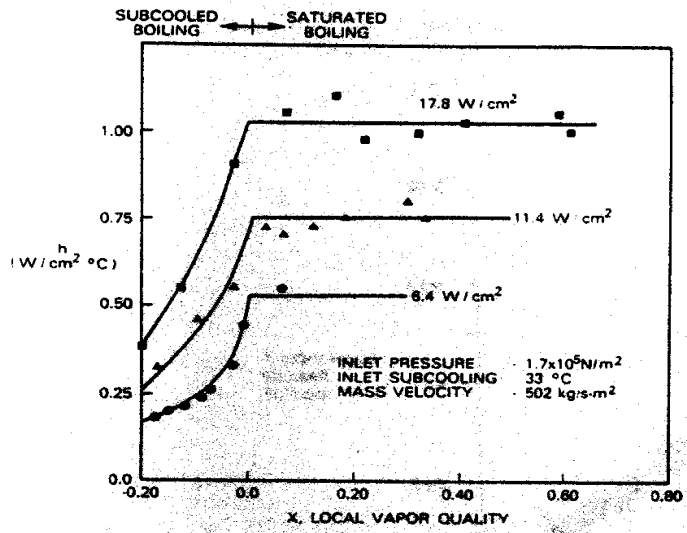


Fig. 2.1 Heat transfer coefficient as a function of vapor quality (Lazarek et al., 1982)

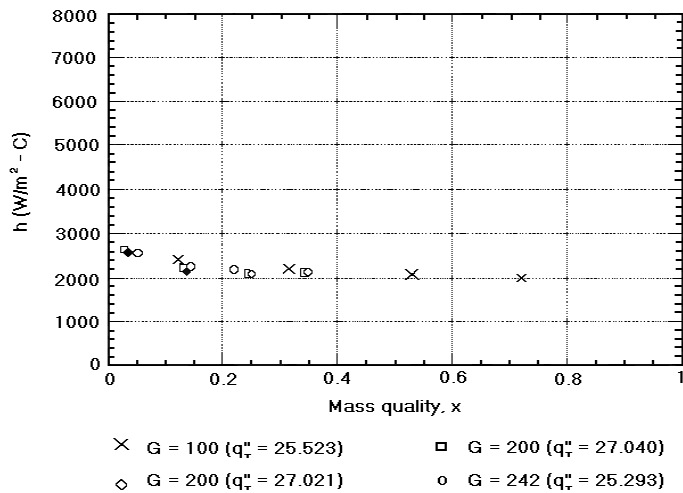


Fig. 2.2 Heat transfer coefficients at constant heat flux (Wambsganss, 1993)

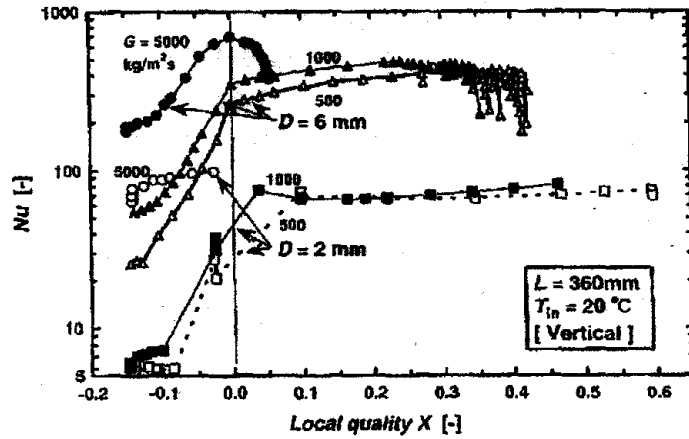


Fig 2.3 Nu vs. quality (Kureta et al., 1998)

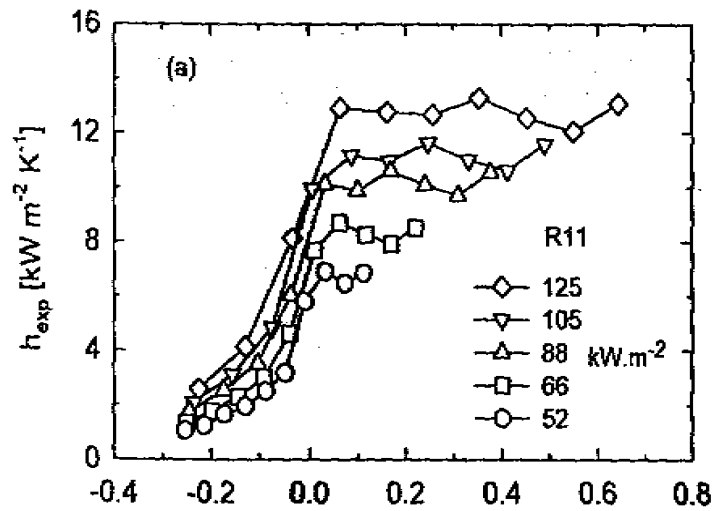


Fig 2.4 Heat transfer coefficient vs. quality

(Bao et al., 2000)

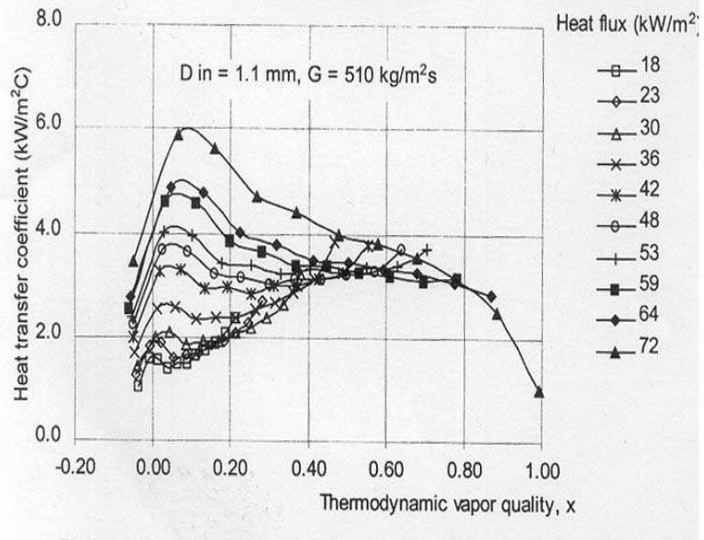


Fig. 2.5 Heat transfer coefficient v.s. quality
(Lin et al., 2001)

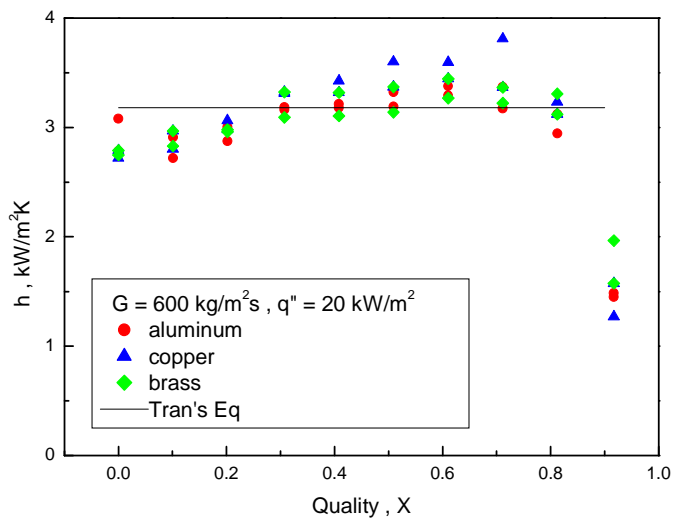


Fig. 2.6 Heat transfer coefficient v.s. quality
(Choo & Bang, 2004)

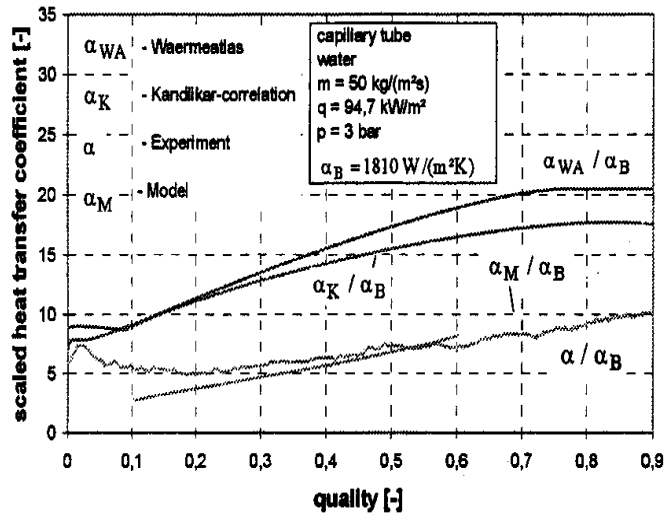


Fig. 2.7 Heat transfer coefficient v.s. quality (Cortina et al., 2004)

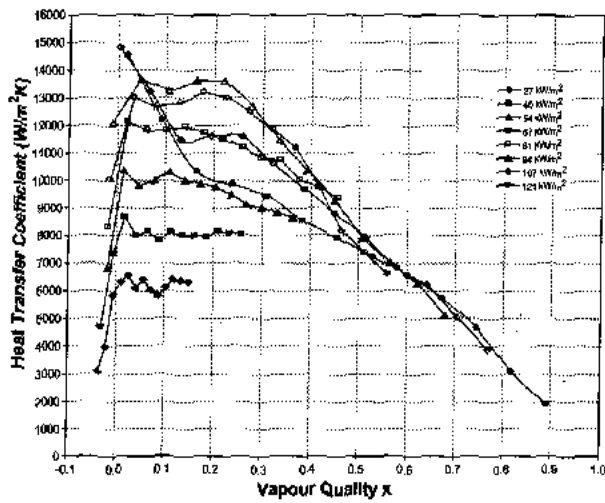


Fig. 2.8 Heat transfer coefficient v.s. quality
(Huo et al., 2004)

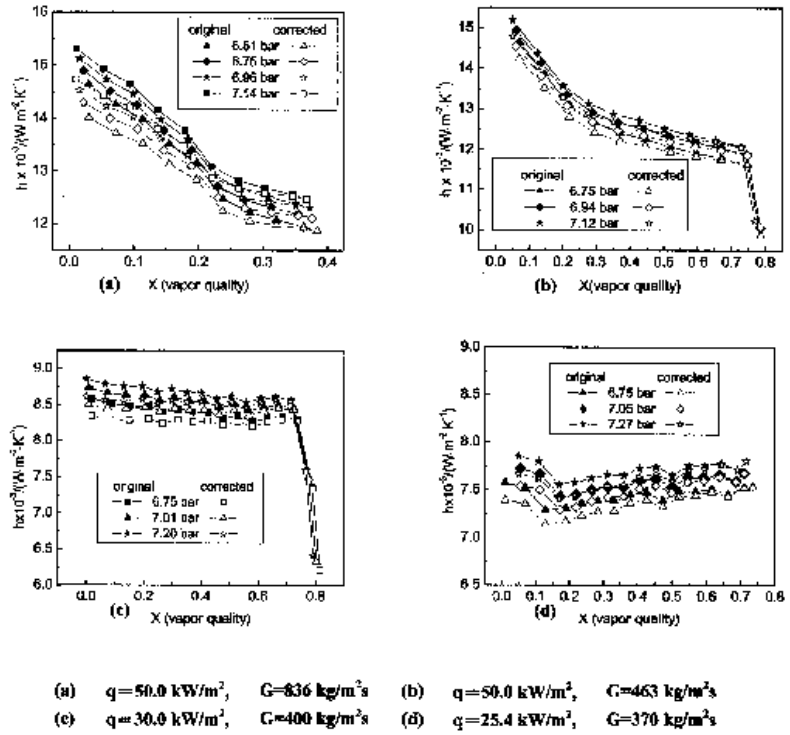


Fig. 2.9 Heat transfer coefficient v.s. quality
(Wang & Chen, 2005)

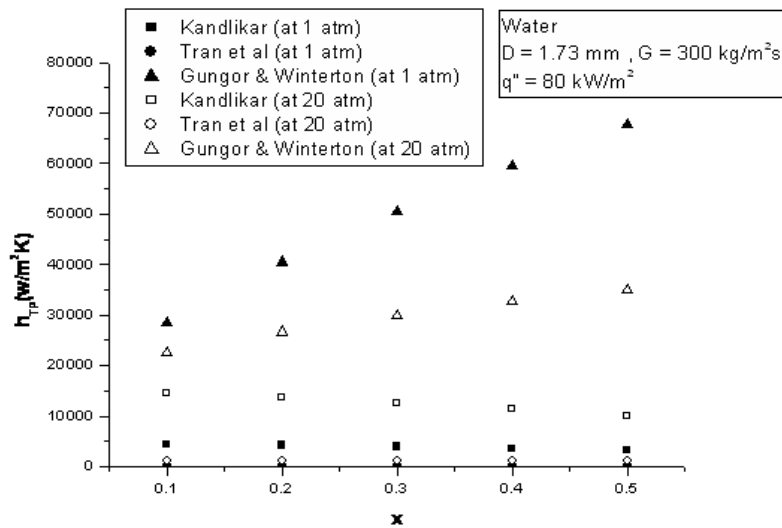


Fig. 2.10 Heat transfer coefficient v.s. quality

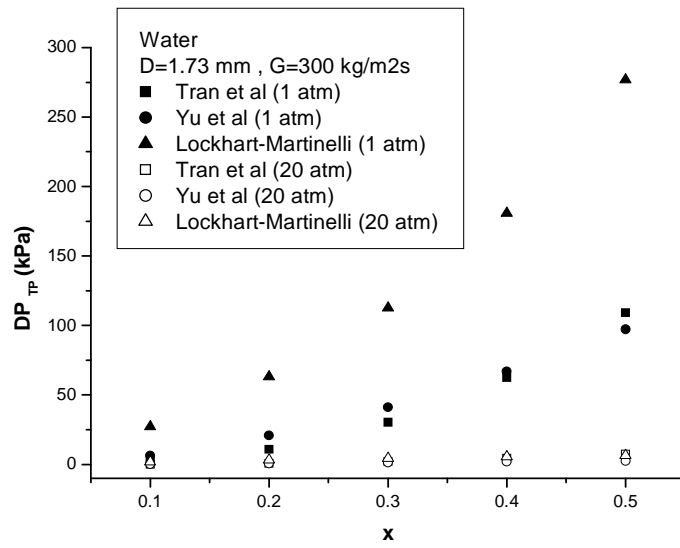


Fig. 2.11 Pressure drop v.s. quality

제 3 장 실험장치 및 실험방법

3.1 실험장치

본 연구는 미세 유로 열교환 시스템 개발의 핵심기초연구로써, 물(water)을 작동유체로 하여 고온 고압에서 대류비등 열전달 특성을 고찰하는 실험을 수행하기 위하여 실험장치를 구축하였으며, 그 개략도 및 실제사진을 Fig. 3.1, Fig. 3.2에 나타내었다.

대류비등 열전달 특성을 파악하기 위해서는 유체가 시험관(Test Tube) 내부에서 비등할 수 있도록 시험관에 열유속(Heat Flux)을 공급해 주어야 하는데, 그 가열 방법으로는 유체가 흐르는 관에 직접 전기를 흘려서 관을 가열하는 직접 저항 가열방식과 관에 열선을 감아서 열선을 통해 가열하는 간접 저항 가열방식이 있다. 본 연구에서는 관에 직접 직류(Direct Current)를 흐르도록 하여 일정한 열유속을 공급하는 방식을 채택하였다.

한편, 관에 열선을 감아서 열유속을 공급하는 경우는 관 외벽온도 측정을 위한 열전대가 관에 감긴 열선과 열선 사이에 부착되므로 열전대 부착 지점 주위로 2~3 mm 정도의 열선과 열선 사이의 간격이 존재하게 된다. 구리(Copper), 알루미늄(Aluminum) 등 열전도도(Thermal Conductivity)가 비교적 좋은 재료의 관은 축방향 전도에 의해 그 간격의 영향을 무시할 수 있지만 스테인리스관의 경우는 열전도도가 상대적으로 낮은 편이므로 간접 저항 가열방식으로는 외벽온도 측정에 무리가 있다. 이와 같은 축방향 전도 문제를 2차원화(2D)한 뒤 플런트(Fluent)를 이용하여 해석해 보았으며 그 결과를 Fig. 3.3에 나타내었다. 결과를 살펴보면 열전대 정선과 주위 관벽 표면온도는 4~7°C 정도 차이를 보임을 알 수 있다. 반면 직접 저항 가열방식은 시험관의 전 부분에 걸쳐 일정한 열유속 공급이 가능하므로 국소 열전달 계수의 측정에 있어 간

접 저항 가열방식에 비해 보다 정확한 국소 온도 측정이 가능하다. 이에 본 연구에서는 직접 저항 가열방식을 열유속 공급 방법으로 채택하였다.

실험장치의 주요 구성은 자기네틱 기어펌프(Magnetic gear pump), 유량계(Flow meter), 압력챔버(Pressurizer), 예열기(Pre-heater), 증발기(Evaporator), 시험부(Test section), 응축기(Condenser)등이다.

자기네틱 기어 펌프는 TUTHILL사에서 제작한 2BB*01402 Magnetic gear pump로서 Fig. 3.4에 나타내었으며, 0.33 HP, 2400 RPM, 90 V(DC), 3.1 AMP의 사양을 가진다. KB electronics사의 DC motor speed controller인 KBMS-240D와 연결하여 시험부로 유입되는 물의 질량속도를 일정하게 유지하도록 하였고, 펌프 후단부에 by-pass line을 설치하여 시험부에서의 유로방해로 인한 고장에 대비하거나 유량의 맥동 현상을 방지하도록 하였다.

펌프를 통하여 일정한 질량속도로 배출된 작동유체는 유량계를 통과하게 된다. 유량계는 OVAL사에서 제작한 모델명 CN003C-SS-200R의 질량 유량계(Coriolis flow meter)로서 리모트 유닛(Remote unit)인 CT9401-R7MX11을 통하여 유량의 지시, 상태설정이 가능하다. 펌프의 외형은 Fig. 3.5의 사진과 같으며, 0~1.2 kg/min의 범위 내에서 유량, 밀도, 온도의 측정이 가능하고, $\pm 0.1\%$ 의 오차 범위를 가진다. 유량계에서 측정된 유량 데이터는 4~20 mA의 전류로 출력되며, 250 Ω 의 가변저항을 사용하여 1~5 V의 전압 신호로 변환되어 데이터 취득 장치로 전송된다.

예열기는 증발기에 작동유체가 유입되기 전 포화상태 조건을 만들어 주기 위한 장치이다. 일신오토클레이브사에서 제작된 Serial No. AC-20030526-01의 볼트 클로저 압력용기(Bolt closer vessel)로서 1.2 L의 내용적을 가지며, 내부에 3 kW용량의 막대히터(Cartridge heater)가 장착되어있고, 전열량은 슬라이닥스(Slidax)를 이용하여 조절토록 하였다. 최대 운전조건은 100 bar, 300 $^{\circ}$ C이며, 예열기 출구에는 오메가사에

서 제작된 TMQSS-062E2 모델의 쉴드(Shield) T-type 열전대를 설치하여 예열기 출구 온도를 실시간으로 취득, 저장하였다.

포화상태의 작동유체는 시험부에 유입되기 전, 시험부 입구건도 조절을 위해 증발기를 거치게 되며, 설치된 증발기의 모습을 Fig. 3.6에 나타내었다. 증발기는 316 SS 재질의 내경 1.73 mm관을 사용하여 제작하였으며, 증발기의 세부규격을 Fig. 3.7에 나타내었다. 구리전극을 증발기 입출구에 브레이징한 뒤 직류전원장치를 사용하여 증발기 튜브에 직접 전류가 흐르도록 하는 방법을 적용하였으며, 이는 시험부의 열유속 공급 방식과 동일하므로 자세한 설명은 시험부 설명에서 대신하기로 한다. 증발기에 사용된 직류전원 공급장치는 EZ사에서 제작된 GP-15200 모델로 최대 16V, 200A의 용량을 가진다. 증발기의 길이를 2m로 선정한 이유는 증발기에서 건도 조절을 위하여 고 열유속을 공급할 경우 시험부에 유입되기 전 이미 드라이 아웃(Dryout) 상태에 도달하기 때문이다. 그러므로 드라이 아웃이 발생하지 않도록 전열면적을 크게 확보하여 저 열유속으로 건도를 조절해야 할 것이다. 내경 1.73 mm관의 경우 드라이아웃이 일어나지 않는 최대 열유속이 100 kW/m^2 수준이므로, 증발기 출구 건도를 최대 0.5까지 만들어 주기 위해서는 총 관길이가 2 m 수준이어야 한다.

증발기에서 건도가 조절된 작동유체는 시험부에 유입된다. 시험부는 Fig. 3.8에 나타낸 바와 같이 스테인리스 재질의 유니온 티(Union Tee), 튜브 유니온(Tube union), 절연부(Dielectric section), 구리전극(Copper Sleeve), 시험관(Test tube)등으로 구성이 되어있다.

시험부 입출구에 설치된 유니온 티는 Swagelok 사에서 제작된 피팅 제품으로 시험부 입구의 절대압 측정과 입출구 차압의 측정을 위해 설치되었다. 시험부 입구 및 출구에 사용된 유니온 티 피팅은 관을 지나가는 유체의 유동형상(Flow regime)에 영향을 미치지 않도록 유니온 티 피팅과 압력 측정용 관의 연결부를 확장하여, 압력측정용 관을 시험부

유로에 방해가 되지 않는 범위까지 삽입하였다.

절연부는 직접 저항 가열 방식의 특성상 시험관을 제외한 모든 부위는 전류가 흘러서는 안되기 때문에 시험관 입출구에 설치되었다. 200℃ 이상의 고열에서도 사용이 가능하고, 전기적 절연성이 우수한 PFA(PerFluoroAlkoxy) 재질의 내경 1.65 mm 관(제조사: Swagelok)을 시험관 입출구에 튜브 유니온을 이용하여 연결함으로써 시험관의 전기적 절연을 얻을 수 있었다. 18.9 bar의 고압까지 사용이 가능한 관이지만 안전을 위하여 PFA관 외부를 1.73 mm의 홀이 가공된 외경 10 mm의 구리봉과 테프론봉으로 지지해 주었으며, 그 개략도를 Fig. 3.9에 나타내었다.

구리전극은 두께 8 mm의 구리판을 이용하여 가로*세로 30 mm × 30 mm의 크기로 가공하였으며 시험관에 전류를 공급해주기 위해 Fig. 3.10에 나타난 바와 같이 시험관에 브레이징(Brazing)을 이용하여 접합하였다. 구리전극의 세부 규격은 Fig. 3.11에 나타난 바와 같다. 구리전극에 직류전원 공급장치(DC Power supply)를 연결하여 시험부에 열유속을 공급하였다. 사용된 직류전원 공급장치는 Matsusada 사에서 제작된 RE series의 모델로 20 V, 600 A의 용량을 지니며, Fig. 3.11에 나타내었다.

시험부 입구의 압력을 측정하기 위하여 오메가사의 모델명 PX302-500GV 스트레인게이지(Strainage)를 DP41-S 모델의 지시계(Indicator)와 연결하여 사용하였으며, 지시계의 출력신호(Output signal)가 데이터 취득 장치(Data Acquisition System)에 전송되도록 하였다. 시험부 입출구의 차압 측정은 Yokogawa 사에서 제작된 11-SHK2*B 모델의 차압계를 사용하였고, 공급전원 DC 24 V, Output DC 4 ~ 20 mA, 측정범위 0 ~ 10000 mmH₂O, 최대측정압력 140 kg/cm²의 사양을 가지며 Fig 3.12에 나타내었다. 4 ~ 20 mA의 전류(Current) 출력신호를 신호변환기(signal converter)를 사용하여 1~5 V의 전압으로 변환하여 데이터 취득 장치로 전송하였다.

시험관(Test tube)의 외벽온도 측정을 위하여 총 5개의 노출형 (Exposed) T-type 열전대를 시험관 외벽에 50 mm 길이 간격으로 부착하였으며, 열전대 위치가 나타난 시험부 개략도를 Fig. 3.13에 나타내었다. 열전대는 오메가 사의 고온용 시멘트를 이용하여 부착하였으며, 온도측정에 있어 시멘트의 저항을 최소화하기 위해 Fig. 3.14에 나타낸 바와 같은 열전대 부착용 고정대를 제작하여 시험관 외벽에 열전대를 부착하였다. 또한 시험부 출구에는 쉴드형 T-type 열전대를 삽입하여 시험부 출구 온도를 측정하였다.

시험부에서 비등된 작동유체는 응축기에 유입된다. 응축기는 316 SS 재질의 외경 1/4" 관을 총 길이 3 m의 원형 코일(Coil)로 제작하여, 항온 수조 속에 삽입하였다. 응축기 출구에도 역시 쉴드형 T-type 열전대를 삽입하여 응축기를 빠져나가는 유체의 온도를 측정할 수 있도록 하였다. 사용된 항온수조는 제이오텍사에서 제작된 모델명 HTRC-30으로 수조 용적 30 L, 냉동능력 600 kcal/hr의 사양을 가지며, Fig. 3.15에 나타내었다.

실험장치 전체의 작동압력을 조절하기 위해 압력챔버(Pressurizer)를 설치하였으며 질소를 이용하여 압력챔버를 가압함으로써 원하는 작동압력을 얻을 수 있도록 하였다. 압력챔버는 일신오토클레이브사에서 제작한 Serial No. AC-20030526의 사이트 글라스를 설치한 압력용기(Sight glass vessel)로서 내부 수위를 수정(Quartz) 재질의 가시화창을 통해 확인할 수 있으며, Fig. 3.16에 실제 모습을 나타내었다. 1.5 L의 내용적을 가지며, 100 bar, 200°C의 최대 운전 조건을 가진다.

실험 과정동안 유량계, 스트레인게이지, 차압계, 시험부 온도, 예열기 출구, 증발기 입구, 시험부 출구 온도를 취득하기 위하여 National Instrument 사의 Data Acquisition System을 사용하였고, Labview 7.0을 이용하여 데이터를 취득 저장하였다. 데이터 취득 장치가 실험용 랙(Rack)에 설치된 모습을 Fig 3.17에 나타내었다.

3.2 실험방법

3.2.1 단상유동 실험

우선 주 실험을 본격적으로 시작하기에 앞서 소형 펌프를 이용하여 상온의 물을 유량계와 예열기 사이에 위치한 주입구를 이용하여 시스템 내에 충전 시킨다. 실험장치 최상부에 압력챔버가 위치하고 있으므로 압력챔버의 가시화창에 물이 차오르기 시작하면 주입구의 볼밸브를 닫고 충진을 완료한다. 시험부 차압계 하단에 설치된 두 개의 너트 타입 드레인을 이용하여 시스템 내 여분의 공기를 제거해준다. 물 충진이 완료되면 물을 시스템 내에 순환시켜 시험부가 유동학적 정상상태에 도달하게 하였으며, 온도와 압력 등의 데이터 취득이 정상적으로 이루어지는 지 확인하였다.

실험장치 모든 시스템 및 시험부의 정상상태를 확인 후 기어펌프의 속도를 조정하여 실험하고자하는 시험부 질량유속(Mass flux)에 해당하는 질량속도로 설정한다. 원하는 질량유속에서 유동학적으로 정상상태에 도달하면 시험부 전극에 연결된 직류전원 공급장치를 가동하여 시험부에 열유속을 공급한다. 이후 유동학적 및 열적으로 안정될 때까지 기다린 후 안정되면 정상상태로 보고, 실험 데이터로 저장하도록 한다. 각각의 실험 조건마다 정상상태 도달 후 10분간의 데이터를 저장하였으며, 이중 마지막 5분간의 데이터를 평균하여 실험 결과 데이터로 사용하였다.

3.2.2 대류비등 실험

대류비등 실험을 수행하기에 앞서 목표로 하는 시스템 압력을 설정한다. 압력챔버와 연결된 질소통의 레귤레이터를 조절하여 원하는 시스템 압력을 설정할 수가 있다. 실험장치에 질소를 이용하여 가압하기 전 압력챔버에 설치된 시스템 압력 조절용 니들밸브를 완전히 잠근다. 또한 원하는

는 압력의 설정이 완료되면 질소통의 메인 밸브 역시 잠그어 준다. 이는 시스템 작동 압력의 감압 수행을 위해서이다. 1 bar 실험의 경우는 질소를 이용한 별도의 가압 없이도 시스템 압력 설정이 이루어지므로 압력 챔버에 연결된 시스템 압력조절용 니들밸브만 잠그고 실험을 수행한다. 압력 설정이 완료되면 펌프를 가동하여 단상 실험의 경우와 마찬가지로 원하는 질량속도를 설정하여 준 뒤 시험부의 유동학적 정상상태 확인 및 데이터 취득이 정상적으로 이루어지는 지 확인한다.

이와 같은 작업이 완료되면 프리히터를 가동하여 프리히터 출구 온도를 시험부 입구압력의 포화온도에 해당하는 온도로 설정해 주어야한다. 이때 프리히터에 연결된 교류용 슬라이다스를 이용하여 프리히터 출구온도를 서서히 상승시켜 주어야한다. 프리히터 출구 온도가 상승함에 따라 시험부 및 응축기를 통과하는 물의 온도 또한 상승하므로 응축기 항온수조의 냉각온도를 20℃ 이내로 설정하여 응축기 출구를 통과하는 물의 온도가 90℃(기어펌프 최대작동 온도)를 넘지 않도록 한다. 프리히터의 온도가 상승하면서 시험부의 입구압력도 상승하므로 시스템 압력 조절용 니들밸브를 조절하여 시험부 입구압력을 원하는 압력으로 유지한다. 시험부 입구압력과 포화온도가 원하는 값에 도달하면 시험부에 열유속을 공급하여 대류비등 실험을 수행한다.

이후 유동학적 및 열적으로 안정될 때까지 기다린 후 안정되면 정상상태로 보고, 실험 데이터로 저장하도록 한다. 각각의 실험 조건마다 정상상태 도달 후 10분간의 데이터를 저장하였으며, 이중 마지막 2분간의 데이터를 평균하여 실험 결과 데이터로 사용하였다.

3.3 데이터 처리

단상유동 대류열전달에서 Nu수는 아래의 식 (3.1), (3.2), (3.3)에 의해서 구하였다.

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (3.1)$$

$$h = \frac{q''}{(T_{W,Inside} - T_{Fluid})} \quad (3.2)$$

$$T_{W,inside} = T_{W,outside} - \frac{Qr_i}{2k} \frac{\left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2 - 2\ln\frac{r_i}{r_o} - 1}{1 - \left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2} \quad (3.3)$$

$T_{w,outside}$ 는 실제 측정된 온도이고, $T_{w,inside}$ 은 계산된 내벽면 온도이다. 즉 측정된 외벽면 온도를 이용하여, 에너지 발생이 있는 1차원 반지름 방향 시스템의 전도방정식 (3.3)에 의해 내벽면 온도를 구하였다. $k(W/mK)$ 는 관의 열전도도이고, r_i 와 r_o 는 관의 내측과 외측의 반지름이다. 또한 계산에 사용된 유체 물성치는 시험부 입구와 출구 평균온도에서의 물성치를 사용하였다.

대류비등 열전달 계수는 아래의 식(3.4), (3.5)를 사용하여 구하였다. 시험부의 열전달 계수를 산출하기 위하여 열유속, 작동 유체의 포화온도, 시험관 내벽온도 $T_{w,inside}$ 를 알아야한다. 단상유동의 경우는 내벽온도와 유체의 온도차를 적용하여 열전달 계수를 산출하였지만 대류비등의 경우에는 내벽온도와 유체의 포화온도 차를 적용하여야 한다. 작동유체인 물의 포화온도는 시험부의 입구 부분 절대압과 입출구 부분의 차압

을 측정된 후 관내에서는 압력강하가 선형적으로 변한다고 가정하고, 각각의 열전대의 설치 위치에서의 압력을 계산하여 그 압력에 해당하는 유체의 포화온도를 구하였다. 시험관 내벽온도는 단상유동의 경우와 동일하게 식(3.3)을 이용하여 구하였다.

$$h = \frac{q''}{(T_{W, Inside} - T_{Fluid, sat})} \quad (3.4)$$

$$q'' = \frac{Q}{P_i \times L} \quad (3.5)$$

q'' 는 DC전류에 의해 유입된 열유속을 나타내며, 식(3.5)와 같이 정의된다. 여기서 Q 는 시험관을 통해 공급된 가열량이고, P_i 는 시험관 내부의 접수길이이며 L 은 시험관의 실제 가열 길이이다.

3.4 실험오차 분석

실험장치를 제작한 후 온도, 압력, 유량 및 열유속에 대한 확인을 위해 기초실험을 실시하였다.

3.4.1 온도 측정

실험장치에는 전 부분에 걸쳐 총 9개의 열전대를 이용하여, 각 지점의 온도를 측정하고 있다. 응축기 출구, 예열기 출구, 증발기 입구, 시험관 표면 5개 지점, 시험부 출구의 온도를 측정하여 시스템의 상태를 파악하고, 취득된 데이터를 실험 결과로 사용하고 있다.

온도 측정에 있어 중요한 것은 측정하고 있는 온도의 정확성과 시험관에 흐르는 전류에 의한 노이즈 영향의 확인이다.

온도 측정의 정확성을 확인하기 위해 아래와 같은 두 가지의 방법을 사용하였다. 첫 번째 방법은 상온의 물을 시험부에 공급하여 시험관에 부착된 5개의 열전대에서 측정되는 온도가 동일한지 확인하는 방법이다. 상온의 물을 시험부에 공급하였을 때 5개의 온도는 시험관 평균온도를 기준으로 0.1°C 범위내의 온도들이 측정되었고, 그 결과를 Fig. 3.18에 나타내었다. 두 번째 방법은 시험관에 열유속을 준 다음, 기존의 단상 실험에서 나타난 Nu 수와 비교 하는 방법이다. 그 결과는 제 4장의 단상 실험결과를 참고로 하였을 때 온도 측정에는 문제점이 없는 것으로 판단되며 그 결과를 Fig. 4.1에 나타내었다.

열전대가 시험관에 흐르는 전류의 영향을 받는 지 확인하기 위하여 시험부에 열유속을 공급하기 전과 공급한 후의 열전대 신호를 비교 분석해 보았다. 그 결과를 Fig. 3.19에 나타내었으며, 시험부에 열유속을 공급하였을 경우 역시 열유속 공급전과 마찬가지로 평균 오차 0.1°C 범위 내에서 온도가 측정 되어 시험관 외벽에 부착된 열전대를 이용한 온도 측정에 있어 관을 통해 흐르는 전류의 영향이 없음을 확인할 수 있다.

3.4.2 압력 측정

단상 및 2상유동 실험에서 시험부 입구의 절대압과 입출구의 차압 두 가지의 압력을 측정하고 있다.

첫 번째로 시험부 입구에서 측정하는 절대압이 정확한 값을 나타내는 지 확인하기 위해 압력챔버와 연결된 질소를 이용하여 시스템 전체를 가압한 뒤, 질소통에 연결된 레귤레이터(Regulator)의 값과 시험부 입구

의 지시계의 값이 동일한 압력측정치를 나타내는 지 실험해 보았다. 1~20 bar의 압력 범위에서 실험을 수행한 결과 오차 범위 1%의 정확도를 나타내었다.

두 번째로 시험부 입출구의 차압 측정이 정확하게 이루어지는지 확인하기 위해 압력손실 실험을 수행하였다. 실험방법은 상온의 물을 순환시키면서 질량속도를 바꾸어 250 ~ 1700 레이놀즈 수 범위에서 해당 레이놀즈 수의 마찰계수와 이론해에 의해 구해진 마찰계수를 비교하였다. 그 결과를 4장 단상실험 결과 Fig. 4.2에 나타내었고, 기존의 이론해와 실험 데이터가 잘 맞는 것을 확인할 수 있다. 실험 결과에 사용된 계산식은 아래와 같다.

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho} f \frac{L}{D} \quad (3.6)$$

3.4.3 질량유속(Mass flux)

시험부 내의 질량유속이 안정적으로 유지 되는 지 확인하기 위하여 아래와 같은 기초실험을 실시하였다.

시험부 내에 공급되는 질량유속 안정성 확인을 위하여 10분간 기어펌프를 일정한 속도로 운전하여 그 오차범위를 측정하였다. 유량계의 출력 신호를 이용하여 질량유량(Mass flow rate)을 계산하였으며, Fig. 3.20에 나타난 바와 같이 선으로 나타낸 평균 질량유량과 $\pm 1\%$ 내의 안정적인 질량유속이 유지되는 것을 확인할 수 있다.

3.4.4 열유속(Heat flux)

단상 및 2상유동 실험에서 열전달 계수의 계산에 사용되는 열유속의 타당성을 제시하기 위해서는 시험부 입력 열유속에 대한 유체의 흡수 열량의 비교를 반드시 시험해 보아야 한다.

시험부에서 작동유체로 입력되는 열유속의 흡수율을 확인하기 위해서 에너지 밸런스(Energy Balance) 실험을 실시하였다. 실험방법은 직류전원 공급장치에서 가해진 열량과 시험관 내를 흐르는 작동유체가 흡수한 열량을 비교하여, 작동유체의 에너지 흡수율을 확인하는 것이다. 시험관의 저항이 매우 작으므로 직류전원 공급장치에서 공급되는 전기는 저전압, 고전류의 형태이다. 시험부에 걸리는 정확한 전압 측정을 위하여 시험관 양끝 구리전극에 전압계를 연결하여 시험관에 걸리는 전압만을 측정토록 하였다. 식(3.2)와 같이 시험관에 입력되는 열량을 계산하고, 작동유체인 물이 흡수하는 열량은 식(3.3)과 같이 계산하여 에너지흡수율을 확인하였고, 그 결과 평균 에너지 흡수율은 96%이상으로 나타났다.

$$Q_{input} = V \times A \quad (3.7)$$

$$Q_{Absorption} = \dot{m} c_p \Delta T \quad (3.8)$$

$$Energy\ absorption\ rate(\%) = \frac{Q_{Absorption}}{Q_{Input}} \quad (3.9)$$

3.4.5 열전달 계수(*Heat transfer coefficient*)

단상 및 대류비등 실험의 결과로서 제시할 열전달 계수의 정확성을 제시하기 위해 본 실험장치에서 측정된 열전달 계수의 측정 오차를 확인하여야 할 것이다.

열전달 계수는 $h = q''/\Delta T$ 와 같이 정의되므로 공급 열유속(q'')에 기인하는 오차는 직류전원 공급장치, 시험부 전압계, 시험부 에너지 밸런스(Energy Balance)를 꼽을 수 있으며, 온도차(ΔT)에 기인하는 오차는 T-type 열전대, 압력 트랜스듀서, 차압계를 들 수 있다. 이와 같이 측정된 열전달 계수에 작용될 수 있는 모든 오차를 고려하였을 때 본 실험장치에서 측정된 열전달 계수는 4.21%의 오차를 가진다. 본 실험의 오차 계산에 사용된 측정오차를 Fig. 3.3에 제시하였으며, 이는 각각의 계측장치 제조사에서 검증된 사양으로 제시한 값을 발췌하였다.

Table 3.1 Major components of experimental apparatus

구성기기	용도	최대온도(C)	최대압력(bar)	출력
Gear pump	유량조절	93	34.5	
Flow meter	유량측정	165	94	4~20 mA
Pre-heater	프리히팅	300	100	
Pressurizer	작동압력 조절	200	100	
Evaporator	시험부 입구건도 조절	250	20	
Differential pressure transmitter	시험부 입출구 차압측정	120	140	4~20 mA

Table 3.2 Dimensions of the test tube

구 분	내 용
Tube material	316 SS
Inside diameter	1.73 mm
Outside diameter	3.175 mm
Thickness	0.72 mm
Tube length	300 mm

Table 3.3 Measurement error

	% 최대오차
T	0.75 %
ΔT	1.26 %
P	± 0.5 %
DP	0.2 %
\dot{m}	± 0.25 %
h	4.21 %

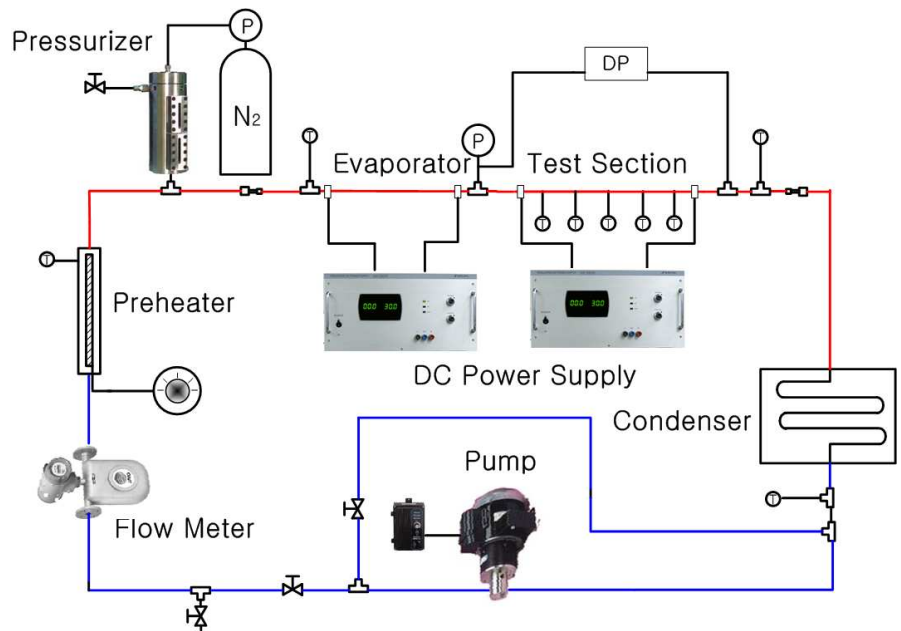


Fig. 3.1 Schematic diagram of experimental apparatus



Fig. 3.2 Photograph of experimental apparatus

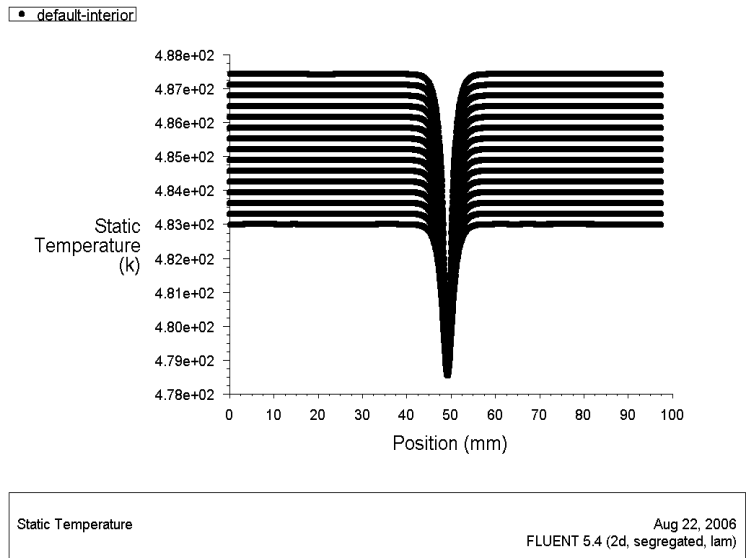


Fig. 3.3 Numerical analysis of the axial conduction on the 316 SS tube wall



Fig. 3.4 Photograph of magnetic gear pump



Fig. 3.5 Photograph of flow meter

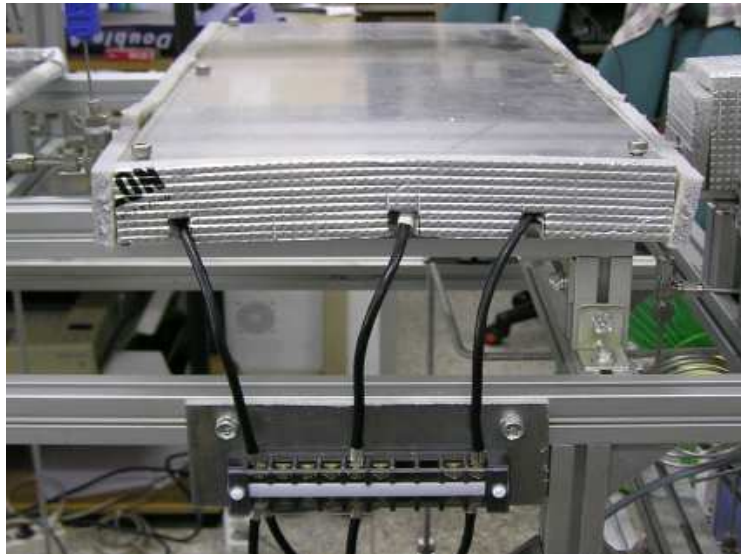


Fig. 3.6 Photograph of evaporator

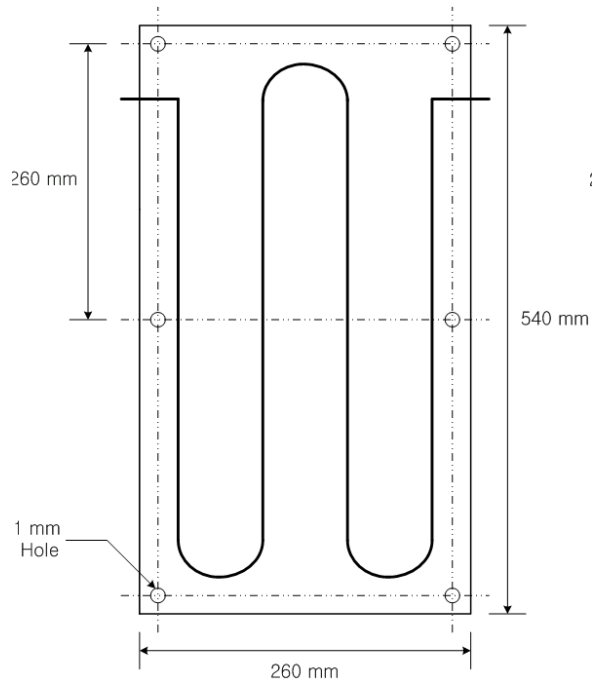


Fig. 3.7 Schematic diagram of evaporator

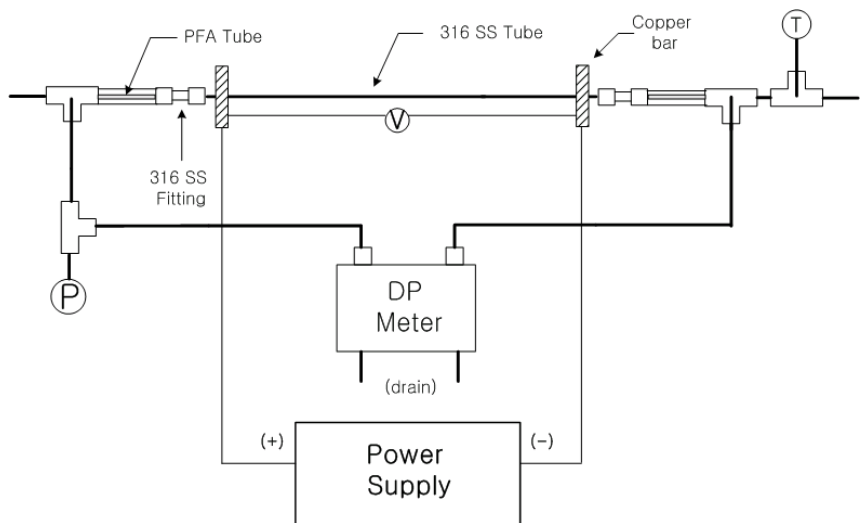


Fig. 3.8 Schematic diagram of test section

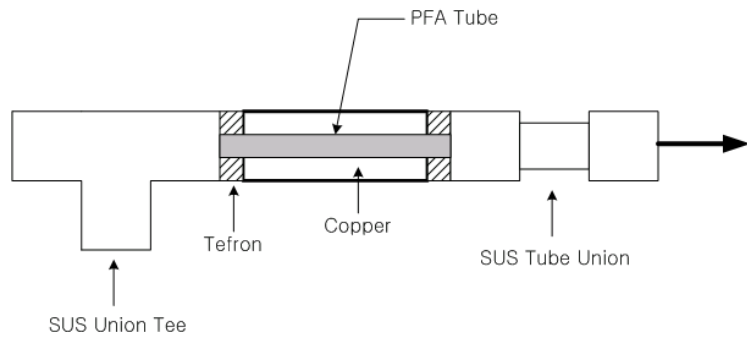


Fig. 3.9 Schematic diagram of dielectric section



Fig. 3.10 Photograph of test tube

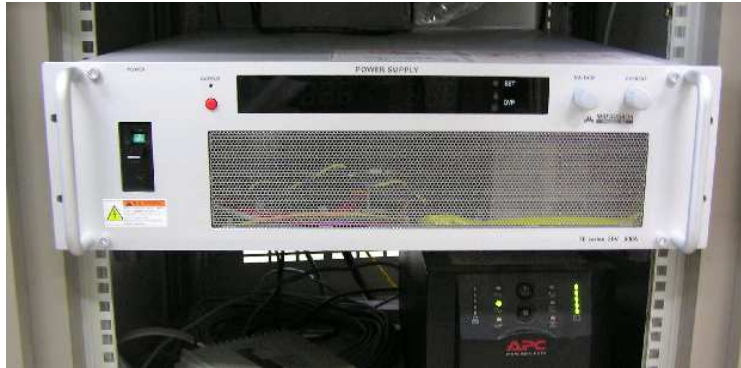
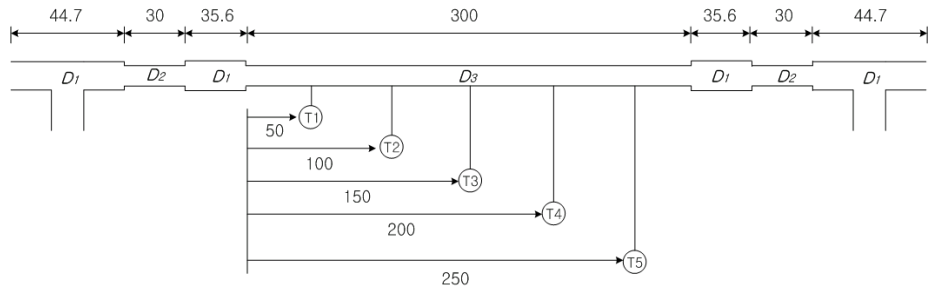


Fig. 3.11 Photograph of Power supply



Fig. 3.12 Photograph of pressure drop transmitter



$D_1 = 2.28$, $D_2 = 1.65$, $D_3 = 1.73$

단위 : mm

Fig. 3.13 Schematic diagram of thermocouple position

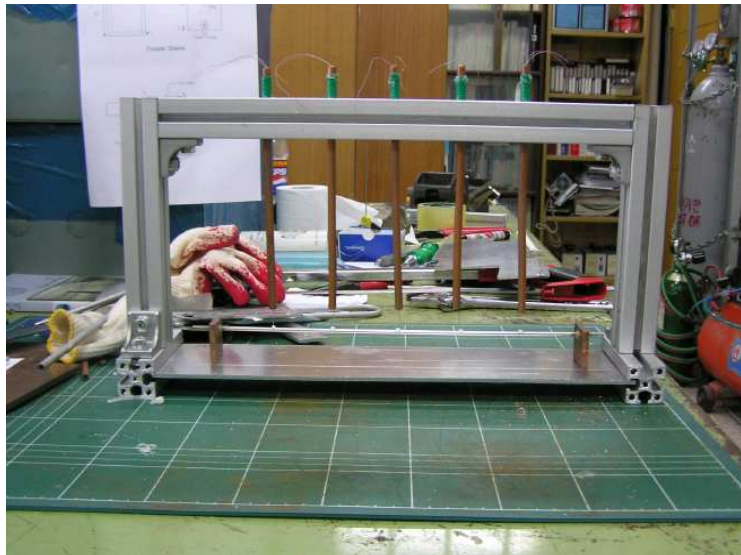


Fig. 3.14 Photograph of thermocouple attachment work



Fig. 3.15 Photograph of constant temp. bath



Fig. 3.16 Photograph of Pressurizer



Fig. 3.17 Photograph of Data acquisition system

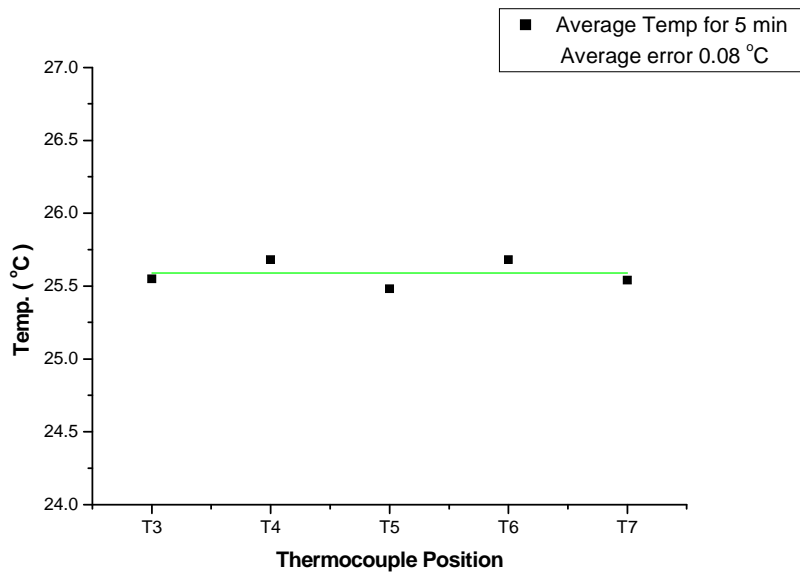


Fig. 3.18 Average error of thermocouple on the wall

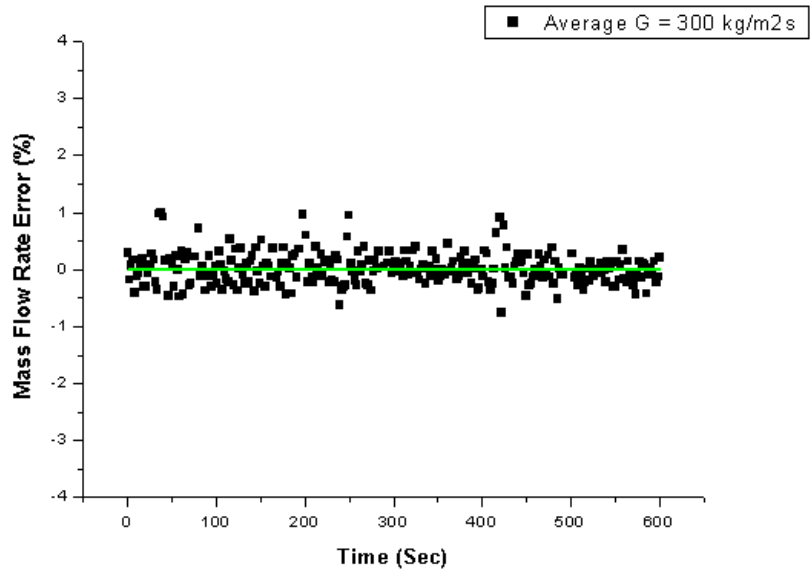


Fig. 3.19 Mass flow rate error V.S. Time

제 4 장 실험결과 및 고찰

4.1 단상유동 실험

대류비동 실험에 앞서 단상유동 실험을 수행함으로써 본 실험 장치를 이용한 데이터의 신빙성을 평가하였다.

단상유동 실험시 실험조건은 시험부에 유입되는 물의 온도는 상온으로 하였고, 질량유속은 $200 \sim 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ($\text{Re } 500 \sim 1800$)의 범위에서, 열유속은 $30 \sim 60 \text{ kW/m}^2$ ($49 \sim 81 \text{ W}$)의 범위에서 실험을 실시하였다.

x^* 의 변화에 따른 Nu수 변화를 기존 이론식과 비교해 본 단상유동 대류열전달의 실험결과를 Fig. 4.1에 나타내었다. 시험부는 열적으로 완전 발달된 영역이 아니라 입구영역에 해당하기 때문에 실험에 의해서 구해진 Nu 수를 식(4.1) Shah and London (1987)의 층류, 입구영역, 일정 열유속 조건의 이론적 Nu 수와 비교하였다. Fig. 4.1에 나타난 결과를 살펴보면 이론식과 실험 Nu수가 비교적 잘 맞음을 확인할 수 있다.

$$Nu_x = 4.364 + 8.68 \times (1000 \times x^*)^{-0.506} \times e^{-41x^*} \quad (4.1)$$

$$x^* = \frac{x}{D_h Re Pr}$$

단상유동 대류열전달 압력손실 실험결과를 Fig. 4.2에 나타내었다. Fig. 4.2는 Re 수 변화에 대한 마찰계수 f 값을 나타낸 그림으로, 이론적 해석치 $f (= 64 / \text{Re})$ 값과 거의 일치함을 알 수 있다.

4.2 대류비등 실험

4.2.1 대류비등 실험조건

세관 내 물의 대류비등 시 압력의 영향을 고찰하기 위해 대류비등 실험은 시험부 입구 압력 1 bar와 18 bar의 두 가지 경우에 대해서 실험을 수행하였다. 질량유속은 $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ($Re \ 620 \sim 1341$)의 범위에서, 열유속은 $30 \sim 70 \text{ kW/m}^2$ ($q : 49 \sim 114 \text{ W}$)의 범위에서 실험을 실시하였다. 또한 건도에 대한 영향을 확인하기 위해 증발기에서 유입되는 열량을 조절하여 각 실험 조건에서 시험부 입구 건도를 $0 \sim 0.3$ 까지 설정하여 주었다.

4.3 대류비등 실험결과

4.3.1 열유속 및 건도 변화에 따른 대류비등 열전달 계수

열유속의 변화에 따른 미니채널에서의 대류비등 열전달 특성을 분석하기 위해, 질량 속도를 $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 시험부 입구압력을 1 bar로 일정하게 유지시킨 뒤 열유속을 $30 \sim 70 \text{ kW/m}^2$ 의 범위에서 변화시키면서 각각의 조건에 대한 대류비등 열전달 계수 측정실험을 수행하였으며 그 결과를 Fig. 4.3에 나타내었다.

입구압력 1 bar인 Fig. 4.3의 실험결과를 살펴보면 건도가 증가함에 따라 대류비등 열전달계수가 0.05이하의 영역에서는 증가하고, 건도 0.05 이상의 영역에서는 감소함을 볼 수 있다. 또한 건도 0.25 이상에서는 드라이아웃(Dryout)이 발생하여 대류비등 실험을 계속 진행할 수가 없었다. 반면 시험부의 열유속이 $30 \sim 70 \text{ kW/m}^2$ 로 증가하여도 건도에 따른 열전달 계수는 크게 변화하지 않음을 알 수 있다. 그러므로 열유속의

변화에 대한 대류비등 열전달계수의 영향은 미미한 것으로 판단된다.

Fig. 4.5, 4.6은 실험결과 데이터와 기존 선행 연구자들의 상관식을 이용한 예측치의 비교를 나타내고 있다. 우선 1 bar 실험인 Fig. 4.5를 보면 Gungor의 경우 건도가 증가할수록 대류비등 열전달 계수는 증가한다고 나타내고 있고, Tran et al.은 건도에 관계없이 열전달 계수는 일정하다고 보고하고 있으며 Kandlikar의 경우는 건도의 증가에 따라 열전달 계수는 소폭 감소한다고 예측하고 있다. Fig.4.6에 나타낸 18 bar 실험의 경우 역시 건도의 변화에 따른 열전달 계수 추이는 1 bar의 경우와 동일하다. 본 실험의 결과는 건도가 증가함에 따라 1bar, 18bar의 경우 모두 대류비등 열전달 계수가 감소하였다. 또한 기존의 상관식들이 예측한 범위보다 열전달 계수가 다소 높게 나타났다.

4.3.2 작동압력 변화에 따른 대류비등 열전달 계수

작동압력 변화에 따른 대류비등 열전달 특성을 분석하기 위해 질량유속을 $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속을 30 kW/m^2 로 유지하면서 시험부 입구 압력 1 bar, 18 bar의 두 가지 경우에 대해서 입구 건도를 0 ~ 0.3으로 변화시켜주며 대류비등 실험을 수행하였다. 실험 결과를 Fig 4.4에 나타내었고, 또한 1 bar, 18bar 실험결과 데이터를 선행 연구자들의 상관식과 비교하여 Fig 4.5, 4.6에 나타내었다.

우선 Fig. 4.4를 살펴보면 작동압력 1 bar와 18 bar의 경우 모두 건도가 증가함에 따라 대류비등 열전달 계수가 감소함을 확인할 수 있다. 또한 작동압력이 1 bar에서 18 bar로 증가되면서 대류비등 열전달 계수는 소폭 상승한 것을 볼 수 있다. 이는 압력이 상승할수록 열전달계수 역시 상승한다고 보고한 kandlikar와 Tran의 경우와 일치하나 열전달 계수 값과 건도에 따른 변화 추이는 다소 차이를 나타내었다.

여기서 압력의 변화에 따라 열전달 계수가 측정된 건도 범위에 주목해 볼 필요가 있다. 이는 각각의 작동 압력에서 드라이 아웃이 발생하는 건도를 보여주고 있다. 1 bar 실험의 경우 건도 0.2이상에서 드라이 아웃이 발생하였지만 18 bar 실험의 경우는 건도 0.2이상의 영역에서도 일정한 벽온도를 유지하며 대류비등 열전달이 이루어졌고, 건도 0.4이상의 영역에서 드라이 아웃이 발생하였다.

실험 결과 내용을 요약해보면 시스템 작동 압력이 변화하여도 건도의 변화에 따른 열전달 계수 추이는 변하지 않는 반면 열전달 계수는 소폭 상승한다고 할 수 있다.

4.3.3 대류비등 압력손실

미니채널에서 대류비등 시 압력손실은 시험부에 설치된 차압계를 이용하여 구하였다. 차압계에서 출력되어 데이터 획득장치(Data Acquisition System)에 저장된 전압 데이터(Voltage Signal)를 압력단위(kPa)로 환산하여 압력손실 실험결과를 얻을 수 있었다. 그 결과 및 기존 상관식과의 비교를 Fig. 4.7, 4.8, 4.9에 나타내었다.

Fig. 4.7은 작동압력의 변화에 의한 미니채널에서의 대류비등 압력손실을 잘 보여주고 있다. 결과를 살펴보면 1 bar 실험의 경우는 건도가 증가할수록 대류비등 압력손실이 크게 증가하는 반면 18 bar 실험의 경우는 건도가 증가하여도 압력손실은 소폭 상승함을 알 수 있다. Fig. 4.8, 4.9는 실험결과 데이터와 기존 선행 연구자들의 상관식을 이용한 예측치의 비교를 나타내고 있다. 우선 1 bar 실험인 Fig. 4.8을 보면 Tran et al, Yu et al, Lockhart & Martinelli 의 예측치 모두 건도가 증가할수록 대류비등 압력손실이 증가한다고 나타내고 있으며 이는 본 실험

험의 경우와 일치한다. 대류비등 압력손실은 Tran et al.이 예측한 범위 내의 값을 나타내고 있으며, Lockhart & Martinelli 상관식보다는 다소 낮고, Yu et al.의 상관식 보다는 다소 높게 나타났다. 18 bar 실험인 Fig. 4.9의 경우를 보면 실험 결과 데이터 값과 기존 선행연구자들의 상관식과는 그 절대치가 큰 차이를 나타내고 있음을 볼 수 있다. 건도가 증가할 경우 대류비등 압력손실이 소폭 증가하는 경향은 기존 상관식과 일치하지만, 압력손실 값 자체는 기존 상관식에 비해 다소 높게 나타났다.

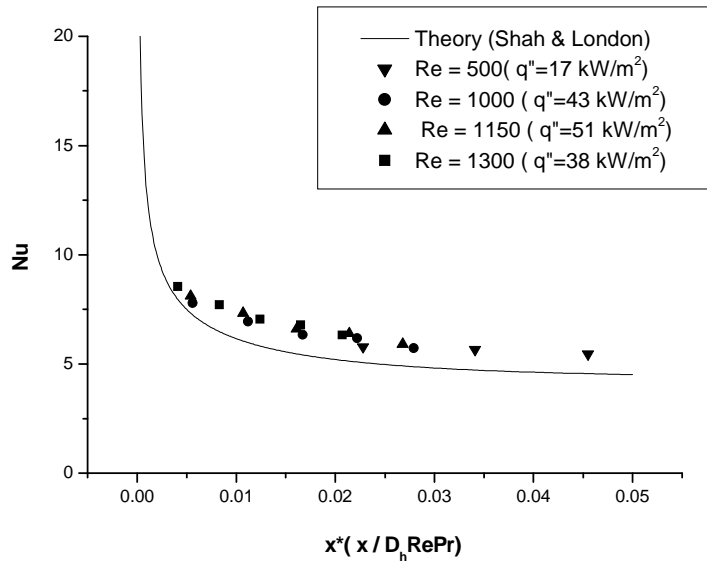


Fig. 4.1 Nu number V.S. x^*

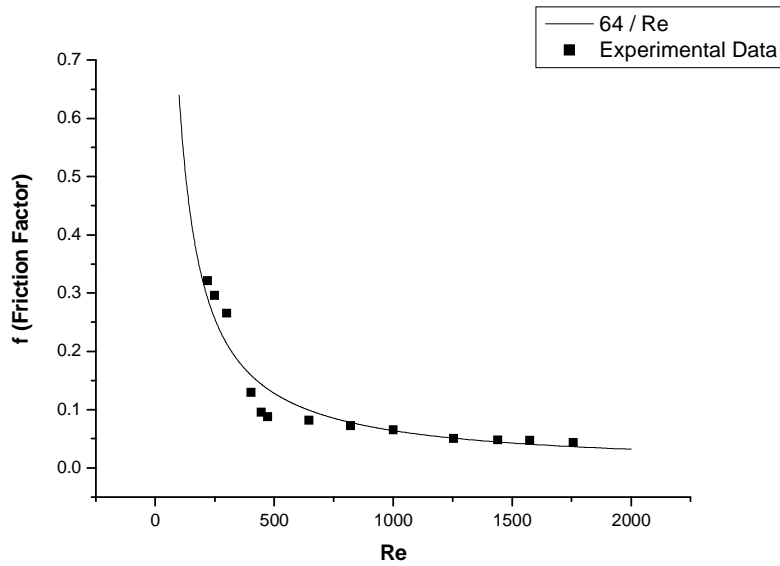


Fig. 4.2 Friction factor V.S. Re number

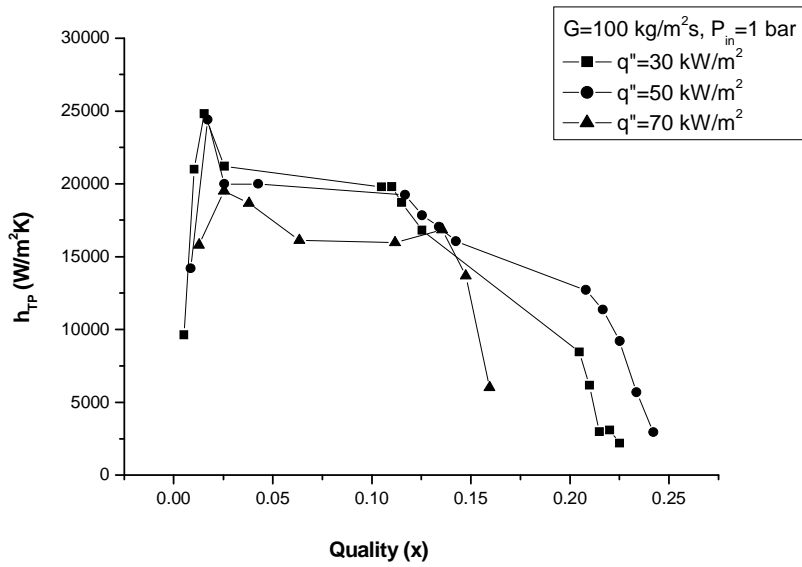


Fig. 4.3 Effect of heat flux and mass quality on heat transfer coefficient

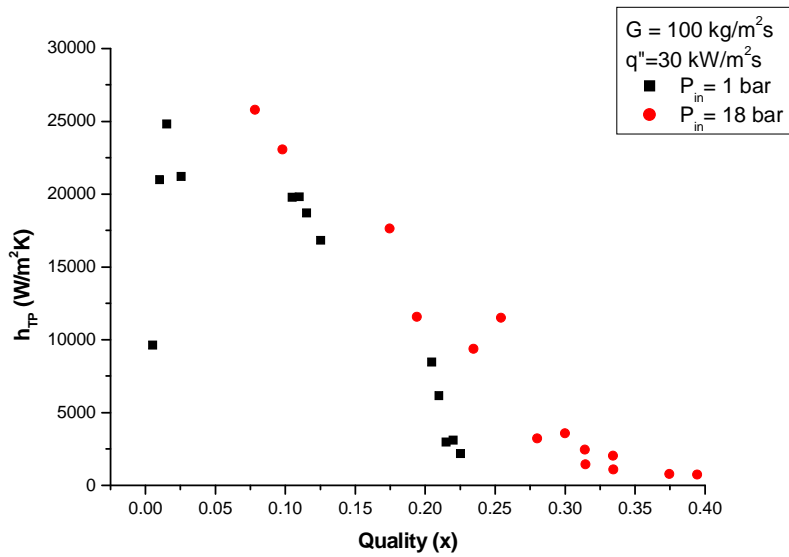


Fig. 4.4 Effect of operating pressure on heat transfer coefficient

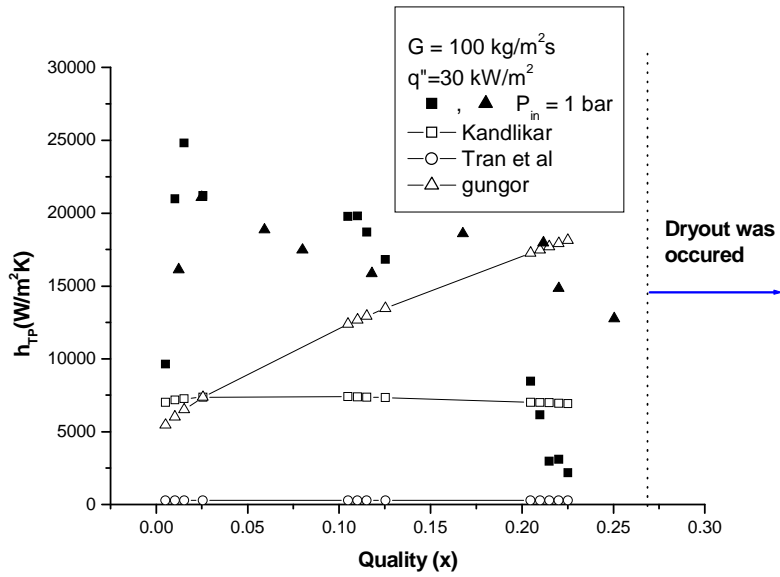


Fig. 4.5 Comparison of experimental data with previous correlation (1 bar)

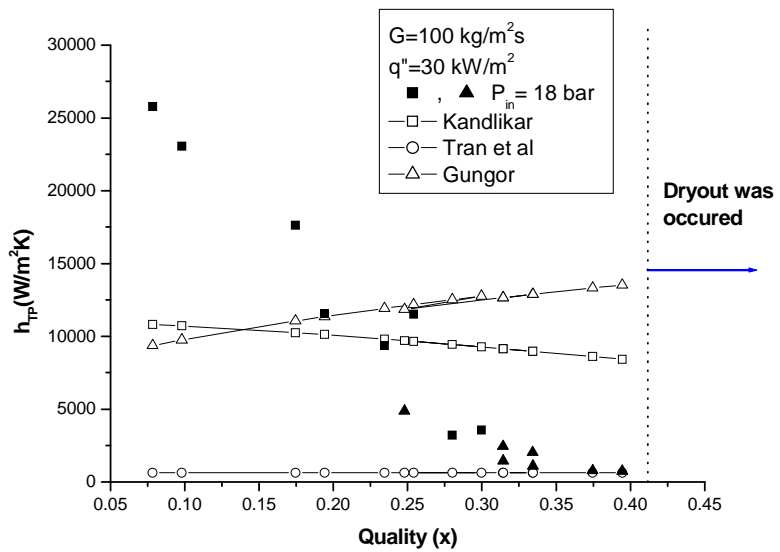


Fig. 4.6 Comparison of experimental data with previous correlation (18 bar)

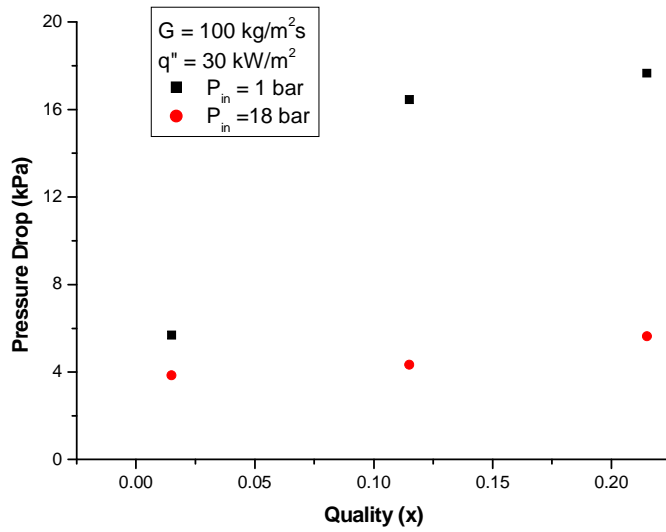


Fig. 4.7 Effect of operating pressure on pressure drop

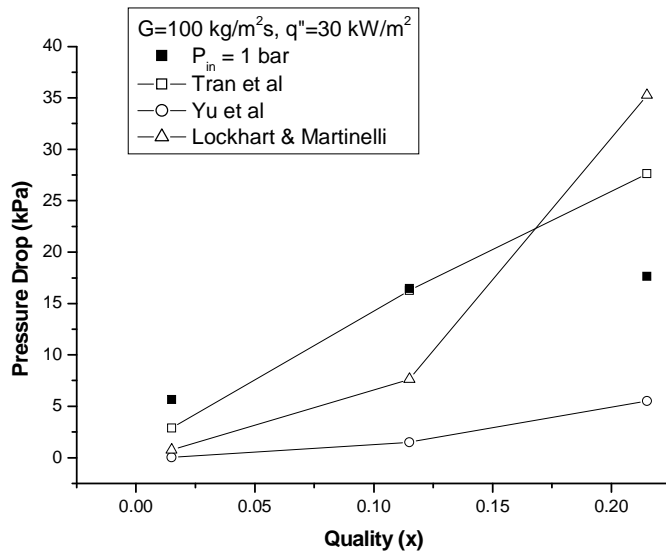


Fig. 4.8 Comparison of experimental data with previous correlation (1 bar)

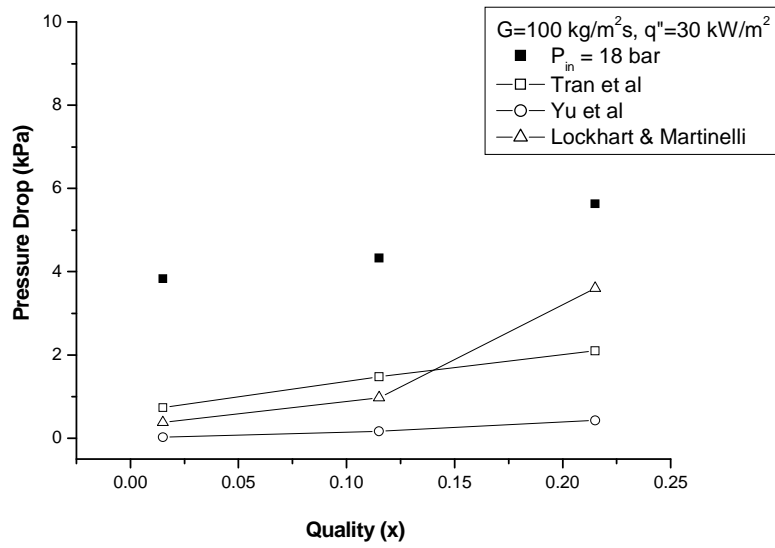


Fig. 4.9 Comparison of experimental data with previous correlation (18 bar)

제 5 장 결 론

본 연구에서는 수평으로 놓여진 내경 1.73 mm 원형 316 SS관에서 작동유체로 물을 이용하여 단상에서의 대류열전달 현상과 압력손실 특성, 대류비등에서 압력의 영향에 대한 열전달 특성을 실험을 통하여 고찰하였다.

본 연구에서 얻은 미니채널에서의 대류비등 열전달 실험에 대한 결론을 정리하면 다음과 같다.

1. 직경이 1.73 mm인 미니채널에서의 물의 대류비등 열전달계수는 질량유속 $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속 $30 \sim 70 \text{ kW/m}^2$, 작동압력 $1 \text{ bar} \sim 18 \text{ bar}$ 범위에서 $3 \sim 25 \text{ kW/m}^2\text{K}$ 정도로 나타났다.
2. 본 실험에서 측정된 대류비등 열전달계수는 열유속의 변화에는 무관하였고, 작동압력이 상승할 경우 그 값이 소폭 상승하였다. 또한 국부 건도가 증가함에 따라 작동압력에 관계없이 대류비등 열전달 계수는 감소하였다.
3. 작동압력이 증가할수록 드라이 아웃(Dryout)이 발생하는 건도 영역이 증가하였고, 1 bar의 경우 건도 0.2, 18 bar의 경우는 건도 0.4의 영역에서 드라이 아웃이 발생하였다.
4. 대류비등 압력손실은 작동 압력에 크게 영향을 받는 것으로 나타났다. 1 bar에서는 건도의 증가에 따라 압력손실 역시 크게 증가하는 반면 18 bar에서는 건도의 변화에 무관하게 거의 일정한 값을 나타내었다.
5. 향후 충분한 데이터를 획득하여 세관 내 물의 대류비등 열전달에 관해 기존의 상관식보다 명확히 예측할 수 있는 새로운 상관식의 개발이 필요하다.

참 고 문 헌

- Bang, K. H., Kim, K. Y. and Kim, J. M., 2000, "Evaporation Heat Transfer of R - 22 in Small - Hydraulic - Diameter Extruded Aluminum Tubes", Proceedings of the 4th JSME - KSME Thermal Engineering Conference. pp. 2 - 373 ~ 2 - 377.
- Bao, Z. Y., 2000, "Flow boiling heat transfer of Freon R - 11 and HCFC123 in narrow passages", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 43, pp. 3347 ~ 3358.
- Bjorge, R. W., Hall, G. R. and Rohsenow, W. M., 1982, "Correlation of Forced Convection Boiling Heat Transfer Data", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 25., No. 6, pp. 753 ~ 757.
- Cortina Diaz et al. 2004, "Flow Boiling in Mini and Microchannel", Second International Conference on Micro-channels and Minichannels, June17-19, 2004, Rochester, New York USA
- Chen, J. C., 1966, "A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow", Ind. Chem. Proc. Design and Dev., Vol. 5, No. 3, pp. 322 ~ 329.
- Chisholm, D. A., 1967, "A Theoretical Basis for the Lockhart-Martinelli Correlation for Two-phase Flow", Int. J. Heat transfer, Vol. 10, pp. 1767~1778

- Choi & Pamitran, 2006, "Two-phase Pressure Drop of R-410A in Horizontal Smooth Minichannels"
- Choo & Bang, 2004, "Effect of Tube Material on Boiling Heat Transfer inside Small-Diameter Round Tubes", A Master's thesis, Korea Maritime University.
- Damianides, C. A. and Westwater, J. W., 1988, "Two - Phase Patterns in a Compact Heat Exchanger and in Small Tubes", Proc. 2nd U.K. Natn. Conf. on Heat Transfer, Vol. II, pp. 1257 ~ 1268.
- Gungor, K. E. and Winterton, R. H., 1987, "Simplified General Correlation for Flow Saturated Boiling and Comparisons of Correlations with Data", Chem. Eng. Res. Des., Vol. 65, pp. 148 ~ 156.
- Huo et al., 2004, "Flow Boiling and Flow Regimes in small diameter tubes", Applied Thermal Engineering 24 pp. 1225~ 1239
- Jung. D. S., McLinden, M., Radermacher, R., Didion, D., 1989, "A Study of Flow Boiling Heat Transfer with Refrigerants Mixtures", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32., No. 9, pp. 1751 ~ 1764.
- Kandlikar, S. G., 1990, "A General Correlation for Saturated Two - Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes", J. Heat Transfer, Vol. 112, pp. 219 ~ 228.

Kandlikar. S. G., 2003, "Heat Transfer Mechanism During Flow Boiling in Microchannels", First International Conference on Micro-channels and Minichannels, April 24 - 25, 2003, Rochester, New York, USA

Kandlikar, S. G., Joshi. S., Tian.S., 2003, "Effect of surface roughness on heat transfer and fluid flow characteristics at low Reynolds number in small diameter tubes", Heat Transfer Engineering, Vol 24, No. 3, pp. 4 ~ 16

Kandlikar, S. G., 2003, "Microchannels and Minichannels-History, Terminology, Classification and Current research needs", First International Conference on Micro-channels and Minichannels, April 24 - 25, 2003, Rochester, New York, USA, pp. 1 ~ 6

Kureta et al., 1998, " Pressure Drop and Heat Transfer for Flow Boiling of Water in Small-Diameter Tubes", JSME International Journal Series B, Vol.41, No.4

Kuwahara et al., 2000, "Characteristics of Evaporation Heat Transfer and Flow Pattern of Pure Refrigerant HFC134a in a Horizontal Capillary tube", Proceedings of the 4th JSME - KSME Thermal Engineering Conference. pp. 2 - 385 ~ 2 - 390.

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.

Lin, S., Kew, P. A., Cornwell, K., 2001, "Two-Phase heat transfer to a refrigerant in a 1mm diameter tube", Int. J. refrigeration, Vol. 24, pp. 51 ~ 56.

Qu, W., Mudawar, I., 2003, "Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks-I. Experimental investigation and assessment of correlation methods", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 46, pp. 2755 ~ 2771.

Qu, W., Mudawar, I., 2003, "Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks-II. Annular two phase flow model", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 46, pp. 2773 ~ 2784.

Shah, M. M., 1976, "A New Correlation for Heat Transfer during Boiling Flow through Pipes", ASHRAE Trans., Vol. 82, part 2, pp. 66 ~ 86.

Shah, M. M., 1982, "Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer : Equations and Further Study", ASHRAE Trans., Vol. 88, part 1, pp. 185 ~ 196.

Steinke, M. E., Kandlikar, S. G., 2003, "Flow Boiling And Pressure drop in parallel flow microchannels", First International Conference on Micro -channels and Minichannels, April 24 - 25, 2003, Rochester, New York, USA

- Thome, J. R., 2004, " Boiling in microchannls : a review of experiment and theory ", Int. J. Heat And Fluid Flow, Vol 25. pp. 128 ~ 139
- Thome, J. R., Dupont. V., Jacobi. A. M, 2004, " Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part I : presentation of the model ", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 3375 ~ 3385.
- Thome, J. R., Dupont. V., Jacobi. A. M, 2004, " Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part II : comparison with the database ", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 3387 ~ 3401.
- Tran, T. N., 1996, "Small Circular and Rectangular Channel Boiling with Two Refrigerants", Int. J. Multiphase Flow, Vol. 22, No. 3, pp. 485 ~ 498.
- Tran et al., 2000, "Two-phase Pressure Drop of Refrigerants During Flow Boiling in Small Channels : An Experimental investigation and correlation development", Int. J. Multiphase Flow 2000;26;1739-54
- Wambsganss, M. W., France, D. M., and Jendrzejczyk, J. A., 1991, "Two - Phase Flow Pattern and Transitions in a Small, Horizontal, Rectangular Channel", int. J. Multiphase Flow, Vol. 17, No. 3, pp. 327 ~ 342.

Wambsganss, M. W. and France, D. M., Jendrzejczyk, J. A. and Tran, T. N., 1993, "Boiling Heat Transfer in a Horizontal Small-Diameter Tube", *J. Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 963 ~ 972.

Wang & Chen, 2005, "Experimental Study of Flow Boiling Heat Transfer in Mini-Tube", 3rd International Conference on Microchannels and Minichannels, June 13-15, 2005, Toronto, Ontario, Canada

Wu, H. Y., Cheng, P., 2003, "Friction factors in smooth trapezoidal silicon microchannels with different aspect ratios", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 2519 ~ 2525.

Yan, Y. Y. and Lin, T. F., 1997, "Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R - 134a in a small pipe", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 4183 ~ 4194.

Yun, S. H., 1998, "An Experimental Study of the Characteristics of Evaporative Heat Transfer for HFC Refrigerants by Using Thermochromic Liquid Crystals", A Master's thesis, Seoul National University.

Yoon, T. Y. 2005, "Effect of Operating Pressure on Flow Boiling Heat Transfer in a Microchannel", A Master's thesis, Korea Maritime University.

Yu et al., 2002, "Two-phase Pressure Drop, Boiling Heat Transfer and Critical Heat Flux to Water in a Small-Diameter Horizontal Tube", Int. J. Multiphase Flow 2002;28:927-41