

공학석사 학위논문

**원형세관내 대류비등열전달에 대한 관
재질의 영향**

Effect of Tube Material on Flow Boiling Heat Transfer
inside Small-Diameter Round Tubes

지도교수 방 광 현

2004년 2월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

추 원 호

Effect of Tube Material on Flow Boiling Heat Transfer inside Small-Diameter Round Tubes

Won-Ho Choo

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

Abstract

Flow boiling heat transfer coefficient of R-22 in small-diameter round tubes has been experimentally studied to investigate the effect of tube material. The experimental apparatus consists mainly of a refrigerant pump, a condenser and a receiver, two test sections of 300 mm-long round tubes and a pre-heater for control of refrigerant quality at the inlet of test section. The ranges of the major experimental parameters in this study used are $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ of refrigerant mass flux, $5 \sim 30 \text{ kW/m}^2$ of the wall heat flux and $0.0 \sim 0.9$ of the inlet vapor quality. The experimental result showed that the boiling heat transfer coefficient in small tubes are in the range of $1 \sim 5 \text{ kW/m}^2\text{K}$ and it varies only by heat flux, independent of mass flux and vapor quality. The flow boiling heat transfer coefficients in three different tubes of copper, aluminum and brass, have been obtained and the results show that the effect of tube material is small.

목 차

Abstract

사용기호

표목차

그림목차

제 1 장 서론	1
제 2 장 선행연구 고찰	3
2.1 서론	3
2.2 대류비등 열전달	4
2.3 세관에서의 비등열전달	9
2.3.1 실험연구	9
2.3.2 관 재질의 영향	14
2.3.3 상관식	15
2.4 선행연구 고찰 요약	17
제 3 장 실험장치 및 실험방법	35
3.1 실험장치	35
3.2 실험방법	41

제 4 장 실험결과 및 고찰	54
4.1 실험조건	54
4.2 데이터 처리	56
4.3 열유속에 따른 증발열전달계수	58
4.4 관 재질에 따른 증발열전달계수	59
4.5 실험결과의 비교 및 고찰	60
4.6 압력강하	61
제 5 장 결 론	69
참고문헌	71

사 용 기 호

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

Re	레이놀즈수 [$\frac{GD}{\mu}$]
q "	열유속 [kW/m ²]
w	폭 [m]
We	웨버수 [$\frac{\rho V^2 L}{\sigma}$]
x	건도
X _{tt}	난류-난류 마티넬리 파라메타

하첨자

c	응축기
e	전열선
f	액
g	기상
l	액상
o	예열기 입구
PH	예열기
r	냉매
sat	포화
t	총길이
w	내벽

그리스문자

α	기공율
ρ	밀도(kg/m^3)
μ	점도($\text{Pa} \cdot \text{s}$)

표 목 차

Table 2.1	Previous work on boiling <i>heat transfer</i>
Table 2.2	Flow boiling <i>heat transfer</i> correlations
Table 2.3	Summery of <i>past</i> work on flow boiling in small-diameter tubes
Table 2.4	Flow boiling <i>heat transfer</i> correlations for small channels
Table 3.1	Material <i>properties</i> of <i>the</i> test tubes
Table 3.2	Dimensions of <i>the</i> test sections
Table 4.1	Test conditions

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 Circular-tube (R-12) local *heat transfer coefficients* for various combinations of mass flux at *three constant values* (Tran et al., 1996)
- Fig. 2.4 Variations of *the evaporation heat transfer coefficient* with *the imposed wall heat flux* at different mean *vapor quality* (Yan & Lin, 1998)
- Fig. 2.5 Variation of *heat transfer coefficient* with respect to *heat flux* (Kim. M. S., 1999)
- Fig. 2.6 Modified Baker's Flow Pattern Map (ID = 2.0 mm) (Kuwahara et al., 2000)
- Fig. 2.7 Heat transfer coefficient *vs.* quality (Bao et al., 2000)
- Fig. 2.8 Heat transfer coefficient *vs.* quality (Oh et al., 2000)
- Fig. 2.9 Heat transfer coefficient *vs.* quality (Kim. J. M., 2000)
- Fig. 2.10 *Evaporation heat transfer coefficient vs.* quality (Kim. K. Y., 2000)
- Fig. 2.11 Heat transfer coefficient *vs.* quality (Kim. J. S., 2000)
- Fig. 2.12 Heat transfer coefficient *vs.* quality (Yoon et al., 2002)

- Fig. 2.13 *Comparison of experimental data with Tran et al.'s correlation (Park. K. S., 2002)*
- Fig. 3.1 *Schematic diagram of experimental apparatus*
- Fig. 3.2 *Photograph of experimental apparatus*
- Fig. 3.3 *Photograph of Magnetic gear pump*
- Fig. 3.4 *Photograph of Rotameter*
- Fig. 3.5 *Photograph of Pre-heater*
- Fig. 3.6 *Photograph of Pressure drop transmeter*
- Fig. 3.7 *Schematic diagram of Reducer*
- Fig. 3.8 *Photograph of Reducer*
- Fig. 3.9 *Photograph of Test-section*
- Fig. 3.10 *Schematic diagram of Flange*
- Fig. 3.11 *Schematic diagram of Block*
- Fig. 3.12 *Schematic diagram of Block*
- Fig. 3.13 *Photograph of thermocouple attachment*
- Fig. 3.14 *Photograph of thermocouple attachment work*
- Fig. 3.15 *Photograph of surface roughness*
- Fig. 3.16 *Count of cavity diameter*

- Fig. 3.17 *Photograph of Tube Inner Surface* ($\times 600$ scale)
 (top : aluminum, center : brass, bottom : copper)
- Fig. 3.18 *Photograph of Tube Inner Surface* ($\times 3,000$ scale)
 (top : aluminum, center : brass, bottom : copper)
- Fig. 4.1 *Variation of heat transfer coefficient with respect to heating wire spacing at thermocouple position*
 ($G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 10 \text{ kW/m}^2$, water)
- Fig. 4.2 *Thermocouple response of magnetic force by electric current*
- Fig. 4.3 *Variation of wall temperature with respect to quality*
 ($G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$, brass)
- Fig. 4.4 *Variation of heat transfer coefficient with respect to heat flux* ($G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 10 \text{ kW/m}^2$, copper)
- Fig. 4.5 *Variation of heat transfer coefficient with respect to heat flux* ($G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 10 \text{ kW/m}^2$, aluminum)
- Fig. 4.6 *Comparison of experimental data with Tran et al.'s correlation* ($G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 5 \text{ kW/m}^2$)
- Fig. 4.7 *Comparison of experimental data with Tran et al.'s correlation* ($G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 10 \text{ kW/m}^2$)
- Fig. 4.8 *Comparison of experimental data with Tran et al.'s correlation* ($G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$)
- Fig. 4.9 *Comparison of experimental data with Tran et al.'s correlation* ($G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 30 \text{ kW/m}^2$)
- Fig. 4.10 *Comparison of experimental data with Tran et al.'s correlation*
- Fig. 4.11 *Comparison of pressure drop with quality*

제 1 장 서 론

최근 들어 오존층 파괴 및 지구온난화와 같은 환경문제와 에너지 소비에 따른 에너지 부족문제가 예상되면서 산업 전 분야에 걸쳐 에너지 절약이 주요 연구과제로 대두되고 있다. 이에 따라 냉동공조 분야에서도 대체냉매를 적용하기 위한 열교환기의 새로운 설계기술 및 고성능 열교환기의 개발에 대한 연구가 요구되고 있다. 대체냉매 중 프로판의 경우 가연성에 따른 안전문제로 냉매의 봉입량을 최소화해야 하는 문제점이 있으며, 이산화탄소(CO_2)를 냉매로 사용할 경우 시스템 정지시 예상되는 높은 압력 때문에 세관 열교환기의 사용이 고려되고 있다. 이러한 문제점으로 인해 세관을 사용한 증발기 및 응축기의 체적 축소 기술이 가장 효과적인 방안으로 제시되고 있으며, 이는 열교환기의 소형화 및 경량화를 위한 세관에 대한 연구로 이어지고 있다.

세관을 열교환기에 사용시 장치 내 봉입량을 감소시킬 수 있고 열교환기의 소형·경량화가 가능하다. 특히 열교환기의 체적은 줄어드는 반면 상대적으로 열교환 면적이 늘어나므로 단위 체적당 용량을 향상시킬 수 있다. 실제로 알루미늄 압출 성형으로 제작된 사각 채널의 다관 튜브를 냉동기의 응축기나 증발기에 이용하는 사례가 증가하고 있다. 하지만 이러한 장점들 외에도 작은 수력직경을 갖는 세관을 사용하여 증발기나 응축기를 제작할 경우 세관에서의 압력손실이 크게 증가할 수 있고, 각 분기관에서의 불균등한 냉매 유량과 그에 따른 불균등한 증발량에 따른 기술적 문제가 발생할 수 있다. 이러한 문제들을 해결하기 위하여 최근 10여년 동안 수력직경 1.0 ~ 3.0 mm 정도의 직경을 갖는 세관에서의 증발 및 응축열전달에 대한 실험적 연구가 활발히 진행되어 오고 있다.

지금까지 발표된 연구에서는 관의 형상, 관 내경의 크기, 봉입된 냉매 종류에 따른 증발열전달 특성에 대한 자료들로서, 세관에서의 증발열전달계수 실험데이터는 건도의 증가에 관계없이 거의 일정한 값을 보이는

경우와 건도의 증가에 따라 dryout 지점까지 계속 증가하는 경우의 두 가지 경향을 보이고 있으며, 이 차이는 전자의 경우 핵비등이 주도하는 비등열전달 특성으로, 후자는 대류비등이 주도한다는 정성적 설명이 제시되고 있지만, 아직 정확한 비교를 할 수 있는 체계적인 데이터가 없는 실정이다. 또한 여러 가지 다른 관 재질에 대해서 연구가 수행되었지만 서로 다른 냉매와 관 내경·형상으로 인하여 체계적인 비교가 되지 못하였다.

이러한 배경에서 본 연구는 세관의 관 재질에 따른 증발열전달 특성의 차이점을 검토하기 위해 균일한 질량유속에서 열유속과 건도 등을 변화시켜 가며, 내경 1.67 mm인 brass, aluminum, copper 원형관을 사용해 각각의 R-22 냉매에 대한 증발열전달계수 측정 실험을 수행하여 향후 세관을 이용한 열교환기 설계에 필요한 기초자료로 활용하고자 한다.

제 2 장 선형연구 고찰

2.1 서 론

지난 수십 년간의 연구를 통하여 수평 혹은 수직 원관내의 증발열전달 과정에 대한 연구가 진행되어 많은 연구자료들이 제시되었다. 이를 통하여 상 변화 열전달 과정에 대한 물리적 기구들이 해석되었으며, 증발기나 응축기의 설계를 위한 국소 상 변화 과정의 비등 및 응축열전달의 상관관계식들이 개발되었다. 이러한 기존의 연구들로부터 얻은 상관식들은 *Kandlikar(1993)*, *Gungor & Winterton(1987)*에 의하여 비교 분석되어졌다. 최근에 들어서는 고성능 열교환기의 연구개발에 따라 마이크로채널 및 세관에 관한 연구도 진행되고 있다.

Lazarek(1982), *Wambsganss(1993, 1996)*, *Kim, J. S.(1998)*, *Kim, M. S. et al.(1999)*, *Kim, K. Y.(2000)*, *Kim, J. M.(2000)*, *Oh, H. G.(2000)* 등은 세관과 미소 채널에 관한 증발열전달 실험을 통하여 기존의 일반관에서의 증발열전달계수간의 차이가 많다고 보고하고 있다. 이렇게 차이가 생기는 원인을 관경이 작아짐으로써 액막 두께가 매우 얇은 환상류로의 천이가 더욱 빨라져 온도 경계층 두께가 감소하기 때문이라고 추측을 하고 있다. 하지만 아직 세관에서의 증발열전달에 관한 연구가 미흡하고 정확한 유동양상을 관찰한 사례가 드물기 때문에 좀 더 많은 연구가 진행되어야 한다.

본 장에서는 기존의 연구자들이 수행한 실험적 기법 및 내용들을 살펴보고, 또한 상관식을 정리, 비교하여 앞으로 진행되어질 본 연구의 기초자료로 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 활성핵 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.

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

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 합으로 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 Fr 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 $0 \sim 0.9$, 열유속은 $1.6 \sim 88 \text{ kW/m}^2$, 질량속도는 $14 \sim$

346 kg/m²s 정도였다. *Shah*는 이를 포함하여 18명의 연구자의 800점의 실험결과들을 활용하였는데 R-22인 경우 오차에 대한 평균 분산이 4.1~25.3% 정도로 나타났다.

Gungor & Winterton(1987)과 *Kandlikar*(1990)는 기존의 열전달계수식의 기본 형태는 인정하면서 새로운 수정인자를 도입함으로써 기존 실험 데이터와의 오차를 줄이는 데 기여하고 있지만, 실험상수를 도입하고 있기 때문에 유체의 열전달 특성을 정량적으로 설명하기에는 부적절하다.

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.

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 비교하였으며, R-22에 대해서는 오차의 평균 분산이 16% 정도임을 보였다

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 관성

력의 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.

2.3 세관에서의 비등열전달

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(1993)는 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 이룬다

라고 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 & Radermacher, 1989)한다고 보고되어 있으나, 자신의 실험결과로부터 세관에서는 핵비등에 의한 영향이 더 현저하였음을 나타내고 있다.

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. 실험장치 구성은 Wambsganss(1993)가 사용하였던 장치와 동일하였고 실험결과 역시 열전달계수가 열유속의 영향을 많이 받으며, 건도에 따라서는 거의 변하지 않음을 보였다. 그 결과는 Fig. 2.3에 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.

Yan & Lin(1998)은 R-134a를 사용하여 내경 2.0 mm의 수평 원관에서 열유속 5 ~ 20 kW/m², 질량속도 50 ~ 200 kg/m²s에 따른 증발열전달계수와 압력강하를 측정하였다. 그 결과를 Fig. 2.4에 나타내었으며, 열유속이 5 kW/m²인 경우 건도가 높아질수록 열전달계수가 증가함을 보이고, 열유속이 5 kW/m² 이상인 경우 건도가 높아질수록 열전달계수가 감소함을 보이고 있다. 그리고 실험을 통해 측정되어진 값들을 수력직경이 8.0 mm 이상의 관들과 비교하여 제시하였고, 그 결과 열유속과 건도가 높은 경우를 제외하고는 잘 일치하는 것으로 보여 주고 있다.

Kim, M. S. et al.(1999)은 R-134a와 내경 2.2 mm인 관을 사용하여 증발열전달 특성을 고찰하고, 실험 데이터를 Gungor & Winterton이 제시한 증발열전달 상관식과 비교하였다. 실험장치는 마그네틱 펌프를

사용하여 냉동오일의 영향을 배제하였고, 일정 열유속을 주기 위해서 시험부에 전류를 직접 보내는 직접 가열법을 사용하였다. 냉매의 질량 유속은 $380 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $470 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $570 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 세 가지, 열유속은 19 kW/m^2 , 36 kW/m^2 , 46 kW/m^2 , 64 kW/m^2 의 네 가지 변수를 주었다. 그 결과는 Fig. 2.5에 나타내었으며, 열유속이 19 kW/m^2 일 때 질량유속에 따른 열전달계수의 경향은 증발이 진행됨에 따라서 각각의 질량유속에 대해서 열전달계수가 모두 증가함을 보여준다. 이는 Kim, J. S.(1998)가 제시한 실험결과와 유사한 경향을 나타내며, 큰 직경관과는 다소 차이가 있음을 확인할 수 있다. 이러한 이유를 직경이 큰 관에서는 증발초기에 핵비등의 영향으로 큰 값을 가지다가 건도가 증가하면 대류비등의 영향이 지배적인데 반해서, 세관에서는 증발초기 영역에서의 열전달 경향은 관 내부에서 미소한 관 직경으로 인하여 기포가 더 이상 성장하지 못하고 관 내부에 한정되어 관 내부 표면의 액막의 두께를 얇게 만들어 슬러그-환상유동으로 발전하기 때문으로 판단된다고 보고하고 있다. 또한, 큰 비등수를 가진 미소직경관 유동에서 열전달계수는 건도에 따라 거의 변하지 않음과 미소 직경관에서의 열전달이 열유속의 영향을 많이 받는다는 것으로 보고하고 있다. 이는 Wambsganss(1993)가 보고한 내용과 일치하며, 그 결과를 Fig. 2.2에 나타내었다. 실험에 의한 결과와 Gungor & Winterton(1987)이 제시한 상관식과의 비교에서 실험결과가 예측한 값보다 50% 이상 높게 예측이 되었는데, 이는 세관에서의 열전달계수는 큰 직경관을 기준으로 해서 만들어진 기존의 상관식과는 많은 차이가 있음을 알 수 있다.

Kuwahara et al.(2000)은 내경 2.0 mm와 0.8 mm의 관을 사용하여 각각의 경우에 대하여 질량유속을 $100 \sim 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속을 $1.16 \sim 46.8 \text{ kW/m}^2$ 으로 변화시키며 그 때의 증발열전달 계수를 측정하였다. 냉매는 R-134a를 사용하였고 압력은 920 kPa로 일정하게 유지하였고 visual tube를 통하여 유동양상을 관찰하였다. Yu등의 상관식과 비교하

였고, 그 결과들을 Baker's Flow Pattern Map을 사용하여 Fig. 2.6에 나타내었다.

Bao et al.(2000)은 R-11, HCFCl23을 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. 2.7에 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.

Oh et al(2000)은 R-22, R-134a를 내경 1.77 mm, 3.36 mm, 5.35 mm의 copper 원관에 사용하여 증발열전달계수를 측정하였다. 건도 0.1 ~ 1.0의 범위에서, 열유속이 5 kW/m² ~ 30 kW/m²일 때 질량유속을 200 kg/m²s ~ 400 kg/m²s로 변화시키며 증발열전달 계수를 측정하였다. 실험장치는 강제 순환식 사이클이며, 냉매가 순환되는 경로와 브라인이 순환되는 경로로 구성되어 있다. 냉매는 냉매펌프(자기펌프) 변속기 및 질량 유량계를 통해서 일정한 건도로 조절되어 시험부에 유입된다. 시험부에서 증발을 마친 냉매 증기는 응축기로 흡입되고, 흡입된 냉매 증기는 내관과 외관 사이의 환상 공간으로 흐르는 냉각 브라인에 의해 응축되면서 수액기로 흘러간다. 결과는 Fig. 2.8에 나타내었으며, 관경이 축소됨에 따라 열전달 능력이 10% 정도 향상됨을 보이고 있고, 포화온도가 5℃인 경우보다 0℃인 경우에 열전달 능력이 약간 높은 것으로 나타났다. 이와 같은 변화를 증발온도 하강으로 인한 냉매의 비체적 및 유동양식 등의 변화에 기인한 것으로 설명하고 있다.

Kim, J. M.(2000)은 직경 1.66 mm인 brass로 된 원형세관과 사각세관을

이용하여 증발열전달계수를 측정하였다. 작동유체는 R-22를 사용하였고 건도 0 ~ 0.8의 범위에서, 열유속이 4 kW/m², 10 kW/m²일 때 질량유속을 384 kg/m²s, 570 kg/m²s로 변화시키며 증발열전달 계수를 측정하였다. 질량유속이 같은 경우 증발열전달계수는 원형세관이 사각세관에 비해 건도에 따라 크게 증가하는 경향을 보였으며 건도 0.8에서 최대 1.4배 높게 나타난다고 보고하고 있다. 결과를 Fig. 2.9에 나타내었다.

Kim, K. Y.(2000)은 수력직경이 1.6 mm인 9개의 사각관으로 구성된 알루미늄 평판다관을 이용하여 증발열전달계수를 측정하였다. 작동유체는 R-22를 사용하였고 건도 0.1 ~ 0.9의 범위에서, 열유속이 2 kW/m², 4 kW/m²일 때 질량유속을 184 kg/m²s, 378 kg/m²s로 변화시키며 증발열전달계수를 측정하였다. 특히 가시화를 통하여 세관에서의 유동현상이 슬러그류인 것을 보였다. Fig. 2.10은 실험에 의한 결과를 나타낸 것으로 Kim, M. S. et al.(1999)과 wambsgass(1993)등의 실험 결과와 비교하여 현저히 낮은 열전달계수 값을 나타내고 있음을 보였다.

Kim, J. S.(2000)은 내경이 1.0 mm이고 길이가 2000 mm인 *helically coiled tube*를 사용하여 증발열전달계수를 측정하였다. 작동유체는 R-22를 사용하였고, 증발온도 5°C, 증발압력 0.588 MPa로 일정하게 유지하고 열유속은 1 kW/m² ~ 5 kW/m²의 범위에서, 질량유속은 150 kg/m²s ~ 500 kg/m²s의 범위에서 변화시키며 증발열전달계수를 측정하였다. 그 결과를 Fig. 2.11에 나타내었으며, 헬리컬 코일이라는 형상에 의해 드라이아웃이 직관보다도 저건도 영역에서 나타난다고 보고하고 있으며, 이를 빠른 속도의 냉매 증기에 의해 환상액막의 파괴와 환상류에서 분무류로의 천이가 빠르게 진행되었기 때문으로 해석하고 있다.

Yoon et al.(2002)은 R-22와 R-407C를 내경 1.8 mm, 2.8 mm이고, 길이가 각각 1500 mm와 3000 mm인 원관에 사용하여 증발열전달계수를 측정·비교하였다. 건도 0.1 ~ 1.0의 범위에서, 열유속이 5 kW/m² ~ 15 kW/m²일 때 질량유속을 300 kg/m²s ~ 600 kg/m²s로 변화시키며

각각의 냉매에 대한 열전달계수를 측정하였다. 실험장치는 냉매펌프(자기 펌프)를 이용한 강제 순환식 사이클이며, 질량 유량계를 통해 일정유량을 *pre-heater*로 유입, 일정 건도를 유지하면서 시험부로 들어가도록 구성되었다. 주 관심을 407-C에 두고 실험이 수행되었으며 결과는 Fig. 2.12에서 확인할 수 있다. 저건도 영역에서는 질량속도나 내경의 영향이 열전달계수에 미치는 영향이 미미하나 0.3 이상의 고건도 영역에서는 상대적으로 고질량속도 일수록, 내경이 작을수록 열전달계수가 증가하는 것으로 나타났다. 또한 열전달계수가 전체건도 영역에서 순수물질보다 저하하고 있는 것으로 나타내고 있는데 이를 각기 다른 냉매의 혼합에 의한 영향에 의한 것으로 보고 있다.

Park et al.(2002)은 R-22 냉매를 내경 1.67 mm이고, 길이가 300 mm로 동일한 brass관과 Aluminum관을 사용하여 증발열전달계수를 측정·비교하였다. 건도 0.0 ~ 1.0의 범위에서, 열유속이 10 kW/m^2 , 20 kW/m^2 일 때 질량유속을 $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ~ $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 로 변화시키며 열전달계수를 측정하였다. 실험장치는 냉매펌프(자기펌프)를 이용한 강제 순환식 사이클이며, 질량 유량계를 통해 일정유량을 *pre-heater*로 유입, 일정 건도를 유지하며 시험부로 들어가도록 구성되었다. 열전달계수가 건도나 질량유속의 영향은 거의 받지 않으며, 열유속의 영향이 지배적임을 알 수 있으며, 그 결과를 Fig. 2.13에 나타내었다. 또한 실험조건 내에서 aluminum관이 brass관에 비해 최대 50%정도 높은 열전달계수를 보이고 있으며, 이를 관 재질에 따른 관내 표면 거칠기에 대한 영향으로 보고 있다.

2.3.2 관 재질의 영향

현재까지의 실험 및 분석연구들을 살펴보면 관 형상이나 관경, 작동유체의 변화에 대한 부분은 상당수 연구가 수행되어져 왔고 현재에도 꾸준히 진행 중에 있다. 지금까지의 연구결과들에 따르면 건도의 변화나

질량유량의 변화에 의한 열전달계수의 변화에 비해, 열유속의 변화가 열전달계수의 변화에 지배적이라는 사실이 핵비등이 세관에서의 주요 모드를 알게 한다. 핵비등은 표면거칠기의 영향을 많이 받으며, 이는 관의 재질과도 밀접한 관련이 있음을 의미한다. 일반적으로 관경이 넓은 관에서는 대류비등이 주요 모드이기 때문에 관 재질의 영향이 거의 없다고 본다. 하지만 관경이 3 mm이하의 mini 또는 micro size의 관이라면 핵비등이 주요 모드이고 유동모습 또한 일반관과의 차이가 있기 때문에 관 재질에 따른 열전달 특징이 다를 수 있다고 본다.

이에 대한 실험은 Park et al.(2002)에 의해 이루어졌으며 열전달계수는 건도나 질량유속의 영향은 거의 받지 않으며, 열유속의 영향이 지배적임을 실험결과를 통해 알 수 있었다. 또한 aluminum관이 brass관에 비해 최대 50%정도 높은 열전달계수를 나타냄을 보였는데, 이를 관 재질에 따른 관내 표면 거칠기에 대한 영향으로 해석하고 있다.

2.3.3 상관식

현재까지의 세관에 대한 많은 실험들이 수행되어져 왔으며, 그 결과들을 상관 관계식으로 표현하기 위한 노력도 꾸준히 진행되고 있다.

Tran et al(1996)은 벽면 과열도가 2.75°C를 기준으로 이보다 적을 때는 대류비등이 주도하는 열전달이 형성되며, 이보다 클 때는 열유속의 영향을 받는 핵비등이 주도하는 열전달이 형성된다고 보고하였다. 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.

$$h = (8.4 \times 10^5) (Bo^2 We_D)^{0.3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0.4} \quad (2.6)$$

여기서 Bo 는 boiling number로서 $q''/h_{fg}G$ 이고, We_l 는 액체의 Weber number로서 $G^2d/\rho_l\sigma$ 으로 정의되어 있다. 위의 두 무차원 수에서 질량유속 G 는 소거되고 열유속의 q'' 만 남게됨으로써 열유속만의 영향을 받는 식임을 보여주고 있다.

Kandlikar(2003)는 다른 연구자들의 실험 자료를 근거로 1990년에 이어 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 있으며, 또한 Kandlikar가 제시한 상관식은 일반관보다 세관에서 더 잘 맞는다고 나타내었다.

다음은 Kandlikar가 제시한 상관식이다.

$$h_{TP} = \text{larger of} \begin{cases} h_{TP, NBD} \\ h_{TP, CBD} \end{cases} \quad (2.7)$$

$$h_{TP, NBD} = 0.6683 Co^{-0.2} (1-x)^{0.8} f_2(Fr_{LO}) h_{LO} + 1058.0 Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{FI} h_{LO} \quad (2.8)$$

$$h_{TP, CBD} = 1.136 Co^{-0.9} (1-x)^{0.8} f_2(Fr_{LO}) h_{LO} + 667.2 Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{FI} h_{LO} \quad (2.9)$$

여기서,

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

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

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

$f_2(Fr_{LO})$ 는 1 로서 주어지는 값이고, Fr_{LO} 은 Fluid Parameter로 Kandlikar(1990)가 제시하였으며, Table 2.2에 요약되어 있다. 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 (2.8), (2.9) 중에서 큰 값을 가지는 식을 사용할 것을, $Re_{LO} \leq 100$ 인 경우 식 (2.8)을 사용할 것을 제시하였다.

2.4 선행연구 고찰 요약

최근에 들어서는 이러한 연구들을 바탕으로 고성능 열교환기의 기본이 되는 평판다관 및 세관의 연구가 점차 확대되고 있다는 것을 알 수 있다. 세관에서의 증발열전달 특성은 표면장력의 우세함으로 인한 유동양상은 균등한 얇은 막을 가진 환상류가 지배적이며, 특히, 2상류 과정에서 기상 속도가 보다 더 빨라짐으로 인하여 열전달 향상이 나타난다고 보고되어 있다. 앞서 정리한 기존의 실험들에서 보듯이 다양한 재질에 대한 증발열전달 특성의 연구가 수행되어 왔지만, 실험방법이나 관경, 관의 형상, 작동유체의 차이로 인하여 증발열전달 특성이 어떠한지 비교하기에는 많은 어려움이 따른다. 이로 인해 세관에 관한 자료들은 아직 검증이 되지 않은 상태로 일반적인 경우의 해석을 수정 및 확장한 것이 대부분이다. 또한 주로 원형 수평관 및 원형 수직관에 국한되어 있으며, 기존의 증발열전달 상관식들과도 같은 조건에 대하여 예측한 값이 많은

차이를 나타내고 있다.

또한, 작동유체나 관경의 변화에 대한 비교 연구는 꾸준히 수행되어져 왔으나, 관의 형상이나 관의 재질에 대한 비교 연구는 많이 부족한 수준이다. 이러한 배경에서 본 연구에서는 세관의 관 재질에 따른 증발열전달 특성의 차이점을 검토하기 위해 내경 1.67 mm인 brass, aluminum, copper 원형관을 각각 사용해 R-22 냉매에 대한 증발열전달계수 측정실험을 수행하여 각각의 재질에 대한 증발열전달 특성을 비교하고자 한다.

Table 2.1 Previous work on boiling *heat transfer*

<i>Author</i>	<i>Working fluids</i>	<i>Remarks</i>
Ashley (1941)	Freon-12, Water	동관의 길이와 직경에 따른 증발열전달계수와 압력강하량 비교 및 상관관계식 제시
Bryan (1951)	Freon-12, Freon-11	증발시 난류촉진이 열전달 특성 및 압력강하 특성에 미치는 영향 고찰
Schrock (1962)	Water	길이와 직경이 다른 수직관 튜브에서의 증발열전달 특성을 무차원변수, Lockhart-Martinelli 변수, 비등수(Boiling number)를 이용하여 제시
Pierre (1964)	Water, R-12, R-22	증발기 내에서 다양한 냉매의 비등시, 흐름저항에 관한 연구 및 오일분리기(oil separator)의 설치 유무에 따른 흐름저항에 관한 연구
Chaddock (1966)	R-12	균일 열유속, 수평튜브 내 증발시 이상 유동에서의 국소 열전달계수의 비로 2상 열전달계수의 열전달계수에 대한 상관관계식 제시, Lockhart-Martinelli 변수 사용
Shah (1982)	Water, R-11, R-12, R-22, R-113	수평 및 수직 흐름에서 18 연구자의 실험 자료를 활용하여 R-22에서 16%의 오차 분산을 갖는 상관식 제시
Lazarek & Black(1982)	R-113	과냉비등상태와 포화비등상태에서 증발열전달계수가 열유속의 영향을 받음을 실험으로서 보임

Table 2.1 (Cont.) Previous work on boiling heat transfer

Author	Working fluids	Remarks
Gungor & Winterton (1987)	Water, Ethylene glycol, Refrigerants	수평, 수직 튜브에서의 포화막비등, 과냉비등. 환상류에서의 강제 대류비등에 대한 열전달 특성 및 압력강하 특성을 알아내고, 기존의 상관관계식과 비교하고, 새로운 상관관계식 제시
Kandlikar (1990)	-	24명의 연구자들의 5246점의 실험자료를 활용하여 R-22에서오차 평균 분산이 16%인 수직, 수평유동에 대한 상관식을 제시
Wambsganss (1993)	R-113	큰 비등수를 가지는 미소관 유동에서 열전달계수는 건도에 따라 거의 변하지 않음을 보임
Shin, J. Y. (1995)	R-22, R-32, R-134a, R-290, R-600a	내경 7.7 mm의 원형관을 사용하여 열유속과 질량유속을 변화시키며 증발열전달계수를 측정하여 기존의 상관식과 비교
Wambsganss (1996)	R-12	원형관과 사각관에서의 실험을 통하여, 증발 열전달 계수는 일정 벽면 과열도 (2.7 5°C) 이상일 경우 핵비등이 주류를 이루는 열전달 모드가 형성됨을 제시
Kandlikar (2003)	-	실험 자료를 근거로 수정된 상관식을 제시 증발력과 관성력의 비로 무차원화 시킨 무차원수 $K1$ 과 증발력과 표면장력의 비로 무차원화 시킨 무차원수 $K2$, 이 두가지의 무차원수를 이용하여 CHF를 포함하는 대류 비등열전달의 특성을 나타내는 것이 가능할 수 있었다고 나타냄

Table 2.2 Flow boiling heat transfer correlations

Author	Correlation
<p>Shah(1982)</p>	$\Psi_s = \frac{h_{TP}}{h_l} = f(Co, Bo, Fr_{fo})$
	<p>For $N_S > 1.0$</p> $\Psi_{nb} = 230Bo^{0.5}, \quad Bo > 0.3 \times 10^{-4}$ $\Psi_{nb} = 1 + 46Bo^{0.5}, \quad Bo \leq 0.3 \times 10^{-4}$ $\Psi_{cb} = 1.8N_S^{0.8}$
	<p>For $0.1 < N_S \leq 1.0$ Ψ is the larger of Ψ_{cb} and Ψ_{nb}</p> $\Psi_{bs} = F_s Bo^{0.5} \exp(2.74N_S^{-0.1})$ $\Psi_{cb} = 1.8N_S^{0.8}$
	<p>For $N_S \leq 0.1$</p> $\Psi_{bs} = F_s Bo^{0.5} \exp(2.47N_S^{-1.5})$ $\Psi_{cb} = 1.8N_S^{0.8}$
	<p>where, $N_S = Co$ for $Fr_{fo} \geq 0.04$</p> <p>$N_S = 0.38 Fr_{fo}^{-0.3} Co$ for $Fr_{fo} < 0.04$</p> <p>$F_s = 14.7$ for $Bo \geq 11 \times 10^{-4}$</p> <p>$F_s = 15.43$ for $Bo < 11 \times 10^{-4}$</p>
	$C_0 = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5}$
	$Bo = \frac{q''}{Gh_{fg}} \quad Fr_{fo} = \frac{G^2}{\rho_f g D}$
	$h_l = 0.023 \left(\frac{k_l}{D} \right) Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}$
	$Re_l = \frac{G(1-x)D}{\mu_l}$

Table 2.2 (Cont.) Flow boiling heat transfer correlations

Author	Correlation																																										
Gungor & Winterton (1987)	$h_{TP} = h_l \left[1 + 3000 Bo^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.41} \right]$ $h_l = 0.023 \left(\frac{G(1-x)d}{\mu_l} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{pl}\mu_l}{k_l} \right)^{0.4} \frac{k_l}{d}$ $d = \frac{4 \text{ flow area}}{\text{Heated perimeter}}$																																										
Kandlikar (1990)	$h_{TP} = [C_1 (Co)^{C_2} (25 Fr_l)^{C_5} + C_3 (Bo)^{C_4} F_{fl}] h_l$ <p>where,</p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="text-align: center;">Constant</th> <th style="text-align: center;">For $Co < 0.65$</th> <th style="text-align: center;">For $Co > 0.65$</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center;">C1</td> <td style="text-align: center;">1.136</td> <td style="text-align: center;">0.6683</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">C2</td> <td style="text-align: center;">-0.9</td> <td style="text-align: center;">-0.2</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">C3</td> <td style="text-align: center;">667.2</td> <td style="text-align: center;">1058</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">C4</td> <td style="text-align: center;">0.7</td> <td style="text-align: center;">0.7</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">C5</td> <td style="text-align: center;">0.3</td> <td style="text-align: center;">0.3</td> </tr> </tbody> </table> <p>$C_5 = 0$, for $Fr_l > 0.04$</p> $Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5}$ $Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D}$ <table style="width: 100%; border-collapse: collapse; margin-top: 10px;"> <thead> <tr> <th style="text-align: center;">Fluid</th> <th style="text-align: center;">F_{fl}</th> <th style="text-align: center;">Fluid</th> <th style="text-align: center;">F_{fl}</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center;">Water</td> <td style="text-align: center;">1.00</td> <td style="text-align: center;">R-113</td> <td style="text-align: center;">1.30</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">R-11</td> <td style="text-align: center;">1.30</td> <td style="text-align: center;">R-114</td> <td style="text-align: center;">1.24</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">R-12</td> <td style="text-align: center;">1.50</td> <td style="text-align: center;">R-152a</td> <td style="text-align: center;">1.10</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">R-13B1</td> <td style="text-align: center;">1.31</td> <td style="text-align: center;">Nitrogen</td> <td style="text-align: center;">4.70</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">R-22</td> <td style="text-align: center;">2.20</td> <td style="text-align: center;">Neon</td> <td style="text-align: center;">3.50</td> </tr> </tbody> </table>	Constant	For $Co < 0.65$	For $Co > 0.65$	C1	1.136	0.6683	C2	-0.9	-0.2	C3	667.2	1058	C4	0.7	0.7	C5	0.3	0.3	Fluid	F_{fl}	Fluid	F_{fl}	Water	1.00	R-113	1.30	R-11	1.30	R-114	1.24	R-12	1.50	R-152a	1.10	R-13B1	1.31	Nitrogen	4.70	R-22	2.20	Neon	3.50
Constant	For $Co < 0.65$	For $Co > 0.65$																																									
C1	1.136	0.6683																																									
C2	-0.9	-0.2																																									
C3	667.2	1058																																									
C4	0.7	0.7																																									
C5	0.3	0.3																																									
Fluid	F_{fl}	Fluid	F_{fl}																																								
Water	1.00	R-113	1.30																																								
R-11	1.30	R-114	1.24																																								
R-12	1.50	R-152a	1.10																																								
R-13B1	1.31	Nitrogen	4.70																																								
R-22	2.20	Neon	3.50																																								

Table 2.2 (Cont.) Flow boiling *heat transfer correlations*

Author	Correlation
<p>Kim, J. S. (1998)</p>	$h_{TP} = 2.4 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.81} h_l$ <p>where,</p> $h_l = 0.0053 \left(\frac{k_l}{D} \right) Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \quad Re_l = \frac{G(1-x)D}{\mu_l}$ $\frac{1}{X_{tt}} = \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_g}{\mu_f} \right)^{0.1}$

Table 2.3 Summary of past work on flow boiling in small-diameter tubes

Authors	D_h (mm)	Fluid	G ($\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$)	q'' (kW/m^2)	Tubes/ L (m)	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 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°C 를 기준으로 이보다 적을 때는 대류비등이 주도하는 열전달이 형성되며, 이보다 클 때는 열유속의 영향을 받는 핵비등이 주도하는 열전달이 형성됨
Yan & Lin (1998)	2.0	R-134a	50~200	5~20	Copper / 200	열유속이 $5 \text{ kW}/\text{m}^2$ 인 경우 건도가 높아질수록 열전달계수가 증가, 열유속이 $5 \text{ kW}/\text{m}^2$ 이상인 경우 건도가 높아질수록 열전달계수가 감소함. 수력 직경이 8.0 mm 이상의 관들과 비교시 열유속과 건도가 높은 경우를 제외하고는 잘 일치함

Table 2.3 (Cont.) Summary of past work on flow boiling in small-diameter tubes

Authors	D_h (mm)	Fluid	G (kg/m ² s)	q'' (kW/m ²)	Tubes/ L (m)	Remarks
Kim, M. S. et al. (1999)	2.2	R-134a	380~570	19~64	Stainless Steel / -	열전달계수는 건도에 따라 거의 변하지 않고 미소 직경관에서의 열전달은 열유속의 영향을 많이 받음 실험에 의해 얻어진 결과를 Gungor & Winterton (1987)이 제시한 상관식과 비교하여 실험결과가 예측한 값보다 50% 이상 높게 예측됨
Kuwahara et al. (2000)	2.0 0.8	R-134a	100~600	1.16~ 46.8	Stainless Steel / 880	열전달계수는 열유속의 영향만을 받는 것이 아니라 질량유속 및 건도에 대한 영향도 받으며 건도가 증가할수록 열전달계수도 증가함
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 증가이후 포화영역에서의 일정함과, 열전달계수가 열유속의 영향을 많이 받음. 이결과는 Wambsganss(1993)의 결과와 일치됨
Oh et al. (2000)	1.77 3.36 5.35	R-22 R-134a	200~400	5~30	Copper / 2000	관경이 축소됨에 따라 열전달 능력이 10% 정도 향상됨을 보이고, 포화온도가 5°C인 경우보다 0°C인 경우에 열전달 능력이 약간 높은 것으로 나타남

Table 2.3 (Cont.) Summary of past work on flow boiling in small-diameter tubes

Authors	D_h (mm)	Fluid	G (kg/m ² s)	q'' (kW/m ²)	Tubes/ L (m)	Remarks
Kim, J. M. (2000)	1.67	R-22	384~570	4~10	Round & rect. Brass / 300	질량유속이 같은 경우 열전달계수는 원형세관이 사각세관에 비해 건도에 따라 크게 증가하는 경향을 보이며 건도 0.8에서 최대 1.4배 높게 나타남
Kim, K. Y. (2000)	1.6	R-22	184~378	2~4	평판다관 Aluminum / 100	Kim, M. S. et al.(1999) 과 wambsgass(1993) 등의 실험 결과와 비교하여 현저히 낮아진 열전달계수값을 나타냄
Kim, J. S. (2000)	1.0	R-22	150~500	1~5	Bronze / 2000	헬리컬 코일이라는 형상에 의해 드라이 아웃이 직관보다 저건도 영역에서 나타난다고 보고함
Yoon et al. (2002)	1.8 2.8	R-22 R-407C	300~600	5~15	Stainless Steel / 1500, 3000	저건도 영역에서는 질량속도나 내경의 영향이 열전달계수에 미치는 영향이 미미하나 0.3이상의 고건도 영역에서는 상대적으로 고질량속도일수록, 내경이 작을수록 열전달계수가 증가하였고, 열전달계수가 전체 건도 영역에서 순수물질보다 저하함
Park et al. (2002)	1.67	R-22	300~600	10~20	Brass Aluminum / 300	열전달계수는 건도나 질량유속의 영향은 거의 받지 않으며, 열유속의 영향이 지배적임. 또한 실험조건 내에서 aluminum관이 brass관에 비해 최대 50%정도 높은 열전달계수를 나타냄

Table 2.4 Flow boiling heat transfer correlations for small channels

Author	Correlation
Lazarek & Black(1982)	$Nu = 30 Re^{0.857} Bo^{0.714}$ <p>where</p> $Re = GD/\mu_1$ $Bo = \Phi / Gh_{fg}$ $Nu = hD/k_l$
Wambsganss & Tran (1996)	$h = (8.4 \times 10^5) (Bo^2 We)^{0.3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0.4}$
Kandlikar (2003)	$h_{TP, NBD} = 0.6683 Co^{-0.2} (1-x)^{0.8} f_2(Fr_{LO}) h_{LO}$ $+ 1058.0 Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{Fl} h_{LO}$ $h_{TP, CBD} = 1.136 Co^{-0.9} (1-x)^{0.8} f_2(Fr_{LO})$ $+ 667.2 Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{Fl} h_{LO}$

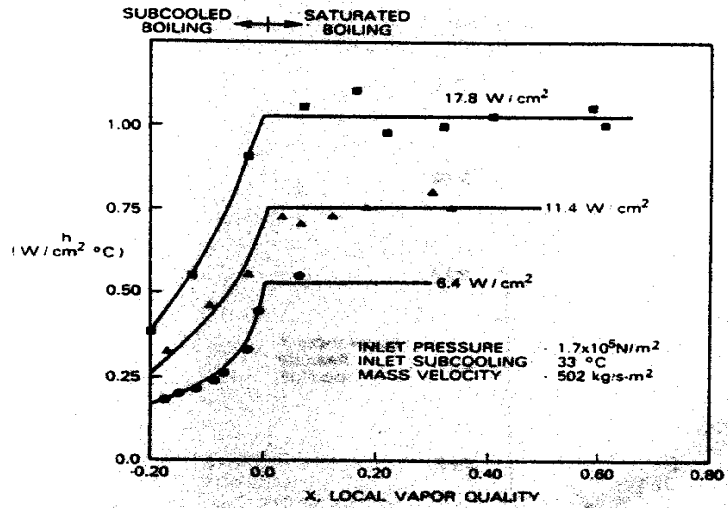


Fig. 2.1 Heat transfer coefficient as a function of vapor quality (Lazarek et al., 1982)

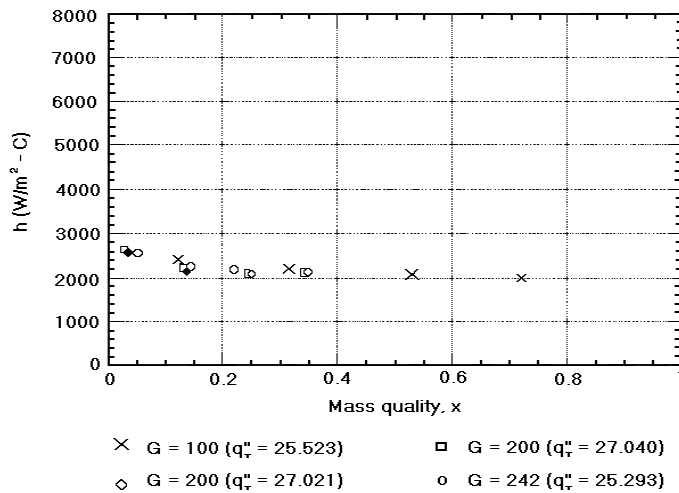


Fig. 2.2 Heat transfer coefficients at constant heat flux (Wambsganss, 1993)

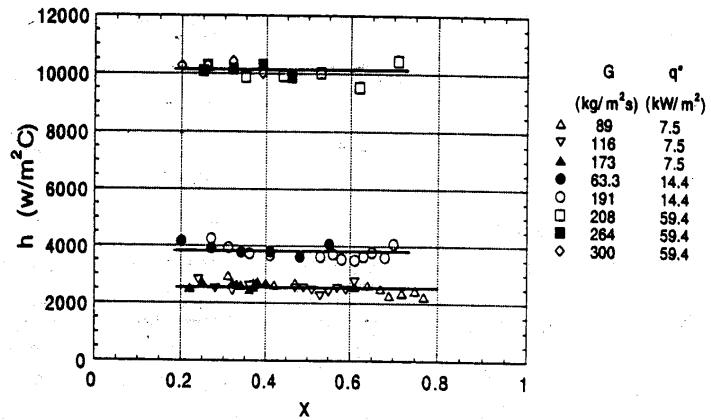


Fig. 2.3 Circular-tube (R-12) local *heat transfer coefficients for various combinations of mass flux at three constant values (Tran et al., 1996)*

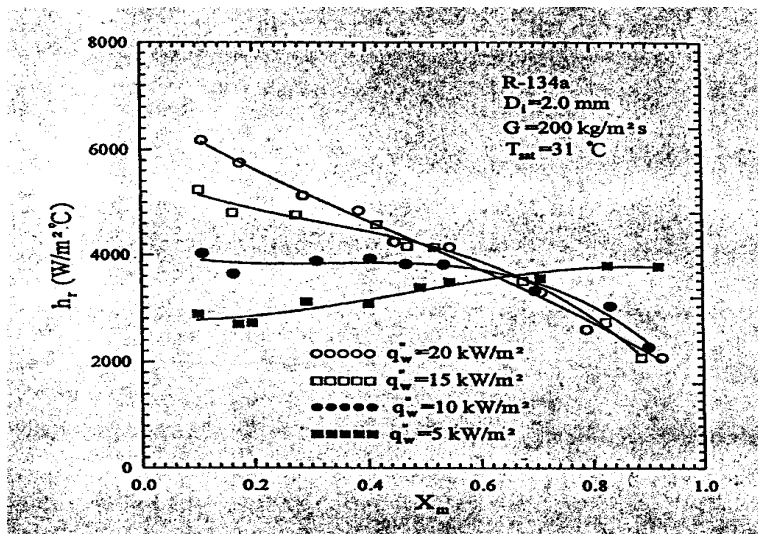


Fig. 2.4 Variations of the evaporation *heat transfer coefficient with the imposed wall heat flux at different mean vapor quality (Yan & Lin, 1998)*

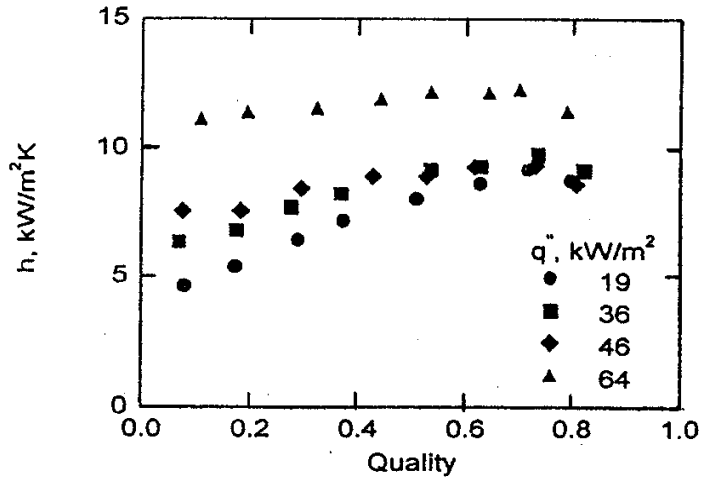


Fig. 2.5 Variation of *heat transfer coefficient* with respect to *heat flux*
(Kim. M. S., 1999)

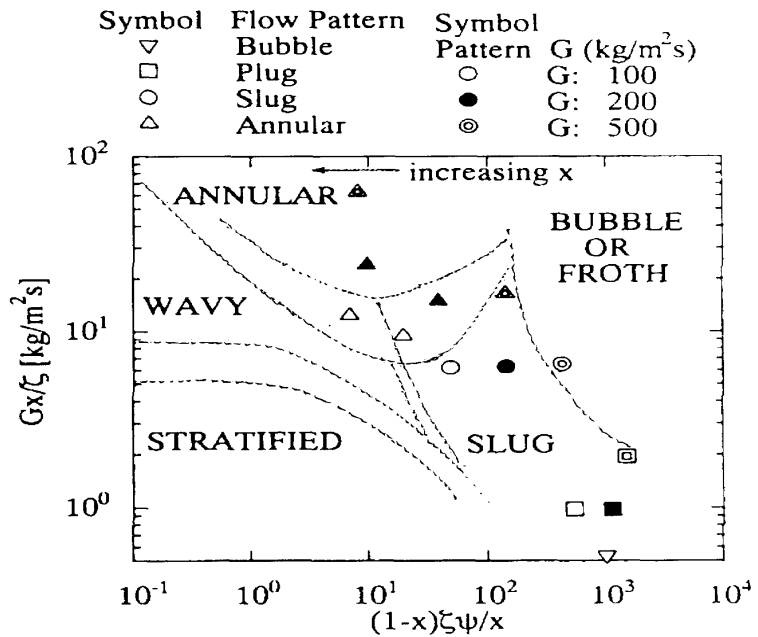


Fig. 2.6 Modified Baker's Flow Pattern Map (ID=2.0 mm)
(Kuwahara et al., 2000)

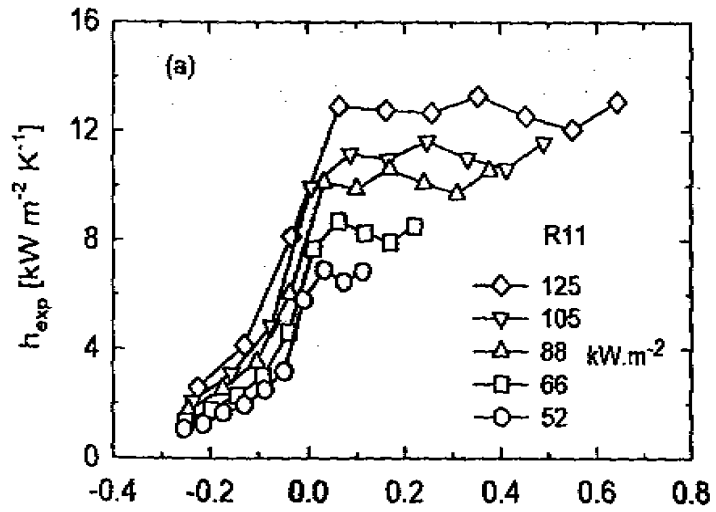


Fig. 2.7 Heat transfer coefficient vs. quality (Bao et al., 2000)

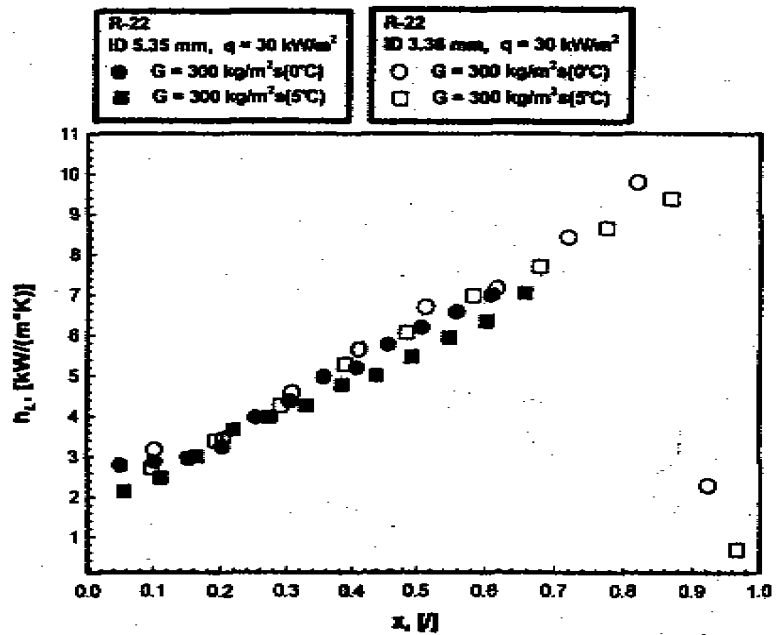


Fig. 2.8 Heat transfer coefficient vs. quality (Oh et al., 2000)

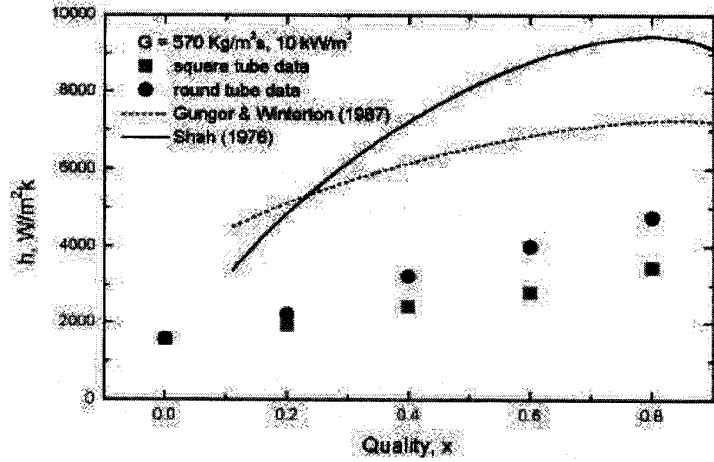


Fig. 2.9 Heat transfer coefficient *vs.* quality (Kim. J. M., 2000)

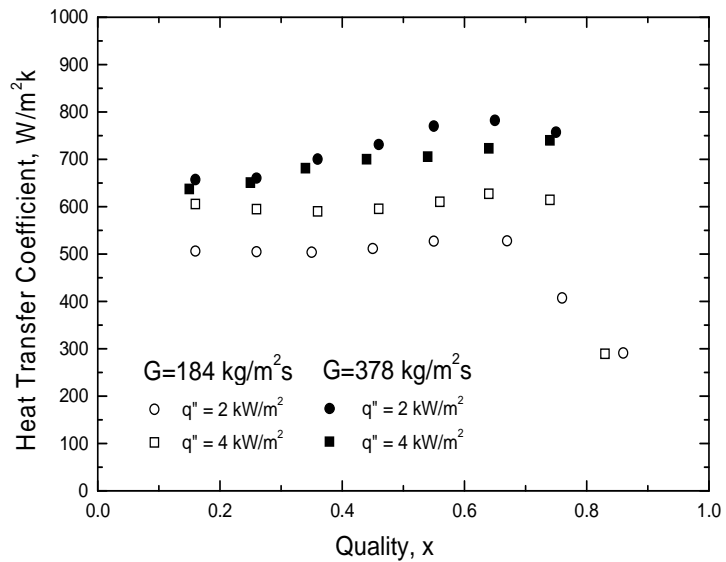


Fig. 2.10 Evaporation heat transfer coefficient *vs.* quality (Kim. K. Y., 2000)

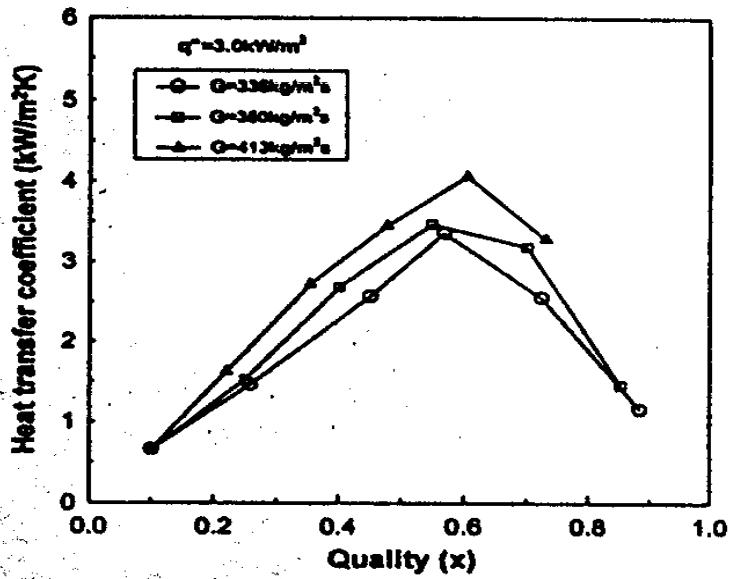


Fig. 2.11 Heat transfer coefficient vs. quality (Kim, J. S., 2000)

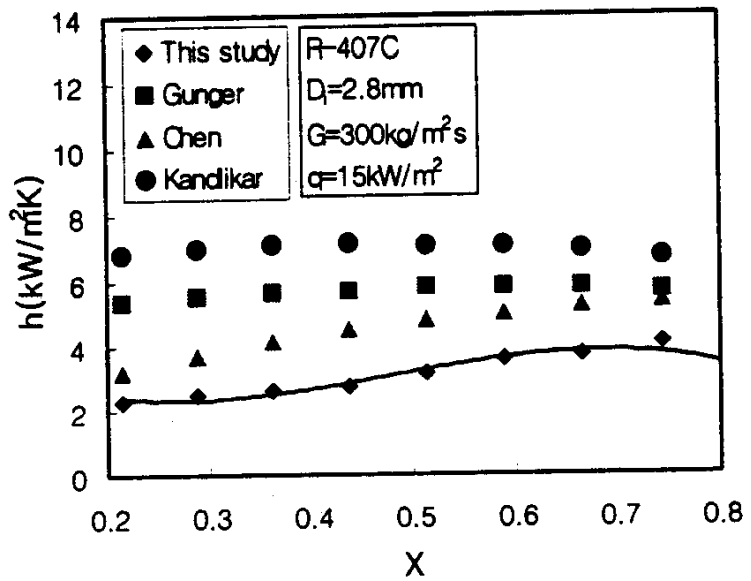


Fig. 2.12 Heat transfer coefficient vs. quality (Yoon et al., 2002)

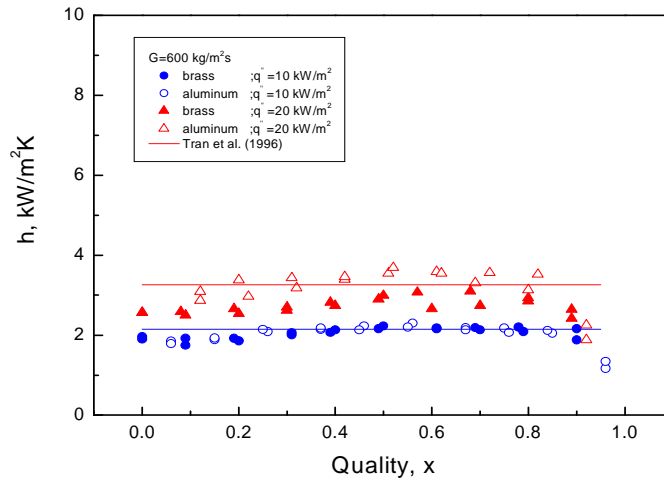


Fig. 2.13 Comparison of experimental data with Tran et al.'s correlation (Park, K. S., 2002)

제 3 장 실험장치 및 실험방법

3.1 실험장치

증기 압축식 냉동기에서는 냉매가 팽창장치로부터 팽창하여 증발기 입구에서의 냉매는 2상 상태로 존재하게 된다. 냉동 및 공조 기기의 증발기 설계를 위해서는 냉매의 유동증발 열전달 특성을 파악하는 것이 매우 중요하다. 그리고 최근에 들어서는 냉동기 및 공조 기기의 소형화 추세에 따른 밀집형 열교환기(compact heat exchanger)에 대한 수요가 증대되고 있는 실정이다. 그리고 밀집형 열교환기의 설계에 있어서 가장 중요한 것은 열교환기 내에서의 열전달 특성을 파악하는 것이다. 따라서 본 장에서는 HCFC계열의 순수냉매인 R-22를 이용하여 세관의 관 재질에 따른 증발열전달 특성의 차이점을 검토하기 위해 내경 1.67 mm인 brass, aluminum, copper 원형관을 각각 사용해 R-22 냉매에 대한 증발 열전달계수 측정 실험을 수행하였다. 시험부 세관에 대한 주요 물성치는 Table 3.1에 나타내었다.

유동증발 열전달 특성을 파악하기 위해서는 유체가 관 내부에서 증발할 수 있도록 관을 가열해 주어야 하는데, 그 가열방법으로는 유체가 흐르는 관에 직접 전기를 흘려서 관을 직접 가열하는 방법과 2차 유체를 사용하는 간접 가열방식이 있다. 또한 직접 가열하는 방법 중에도 시험부에 전류를 통과시켜 열을 발생시키는 방법과 열선 등을 이용하여 시험부에 감아 전류를 공급하는 방법으로 나눌 수 있다. 냉동시스템과 연관되어 냉매의 성능을 비교하고자 할 때에는 2차 유체 가열방식이 많이 쓰이지만, 본 연구에서는 관에 에나멜 코팅된 동선을 사용하여 열유속을 공급하였다. 이 방법은 일정 열유속을 공급하는데 가장 적합하며, 실험 조건의 변화가 비교적 용이하여 다양한 조건에서 유동 증발열전달 특성을

과약할 수 있다는 점과 직접 가열하는 방법에서 예상되는 부정확한 온도 테이터를 보다 정밀하게 취득할 수 있다는 장점이 있다.

실험장치의 개략적인 형태를 Fig. 3.1과 Fig. 3.2에 나타내었다. 실험장치는 냉매펌프, 보조 냉각기(sub-cooler), 유량계(rotameter), 예열기(pre-heater), 리듀서(reducer), 시험부(test-section) 2개, 응축기(condenser), 리시버(receiver) 등의 냉매라인으로 구성되어 있다.

리시버에 저장되어 있는 액상태의 냉매는 마그네틱 기어펌프를 통해 순환된다. 사용된 리시버와 컨덴서는 동화산업에서 제작한 DHC-8803 수냉식 응축기로서 호칭마력 3 HP, 가로 490 mm, 지름 165 mm, 액저장량 4.4 kg, 전열면적 1.31 m²의 사양을 가진다. 이 수냉식 응축기 두 개를 연결하여 하나는 응축기로 다른 하나는 리시버로 사용한다. 보조냉각기를 직렬로 연결하여 4°C로 열교환하여 냉매를 응축기에서 응축하고 응축된 냉매를 리시버로 보내 저장할 수 있도록 하였다. 냉매는 시스템 내부를 충분히 순환하고 응축기의 액 저장량(Pump down cap)을 만족시키는 4.3 kg을 주입하였으며, 저온 냉각수를 공급하는 보조냉각기와 열교환하며 시스템의 압력을 일정하게 유지시키는 역할을 한다.

보조 냉각기는 Fisher Scientific사의 1013S 모델로 온도범위 -30°C ~ 150°C, 오차범위 $\pm 0.05^\circ\text{C}$, 펌프용량 15 lpm, 냉각용량 0°C기준 480W의 사양을 가지는 항온수조이다. 응축기와 리시버를 직렬로 연결하고 물을 4°C로 일정하게 유지하며 냉매와 열교환을 통해 냉매가 과냉된 상태를 항상 유지하도록 하였다. 여기서 냉매는 마그네틱 기어 펌프를 통해 리시버에 저장된 과냉상태로 정유량으로 순환된다.

마그네틱 기어 펌프는 TUTHILL 사에서 제작한 2BB*01402 Magnetic gear pump로서 Fig. 3.3에 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 냉매량을 일정하게 유지하도록 하였고 냉매펌프 후단부에 by-pass line을 제작하여

시험부에서의 유로방해로 인한 고장에 대비하거나 유량의 맥동 현상을 방지하도록 하였다.

마그네틱 기어펌프를 지난 냉매는 보조냉각기를 거치며 펌프에서 취득된 열량을 제거하여 과냉상태를 유지하며 유량계로 유입된다. 보조냉각기는 (주)제이오 텍사의 DTRC-640 모델로 온도범위 $-40^{\circ}\text{C} \sim 100^{\circ}\text{C}$, 오차범위 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ at 10°C , 펌프용량 7.5 lpm, 냉각용량 15°C 기준 326 W의 사양을 가지는 항온수조이다. 냉매펌프를 지난 냉매가 펌프로부터 받은 열을 제거하여 과냉된($1.5^{\circ}\text{C} \sim 5^{\circ}\text{C}$) 상태로 예열기로 유입하기 위해 -5°C 로 열교환을 한다. 이 때 물로서 -5°C 를 유지하기는 불가능하기 때문에 ethylene glycol을 물에 섞어 -5°C 로 일정하게 유지토록 하였다.

이 후 유량계에서 체적유량이 측정된 후 예열기로 유입되는데, 유량계는 Omega사에서 제작된 고압용 로타메타(rotameter: FL-113)로서 오차범위 $\pm 2\%$, 유량범위 (물 : $3.0 \sim 300$ cc/min, 공기 : $200 \sim 14,000$ cc/min), 최대압력 75 psi의 사양을 가진다(Fig. 3.4). 물과 그 외의 여러 가지 유체를 측정할 수 있고, 각각의 유체에 대하여 보정 차트를 사용하여 유량을 보정하여 본 실험에서 필요로 하는 정유량을 측정할 수 있었다.

유량계를 거친 과냉각된 냉매는 예열기(pre-heater)를 거치게 된다. 예열기는 시험부 입구의 냉매건도를 조절하기 위해 만들었으며 가변전원 공급기를 사용하여 공급되는 열량을 변화시키며 일정 건도를 유지할 수 있도록 만들었으며 Fig. 3.5에 그림으로 나타나 있다. 최대 0.5 kW의 용량을 가진 것으로 4.5 m의 1/4" 동관에 절연코팅이 된 니크롬선을 각각 8 m ($6 \Omega/\text{m}$) 씩 2개를 감은 후 병렬로 연결하였다. 니크롬선은 에나멜 코팅된 동선($0.07 \Omega/\text{m}$)보다 저항이 훨씬 크기 때문에 필요열량이 많은 예열기에 적합하나 피복의 탄성 때문에 세관의 열선으로 쓰기는 부족한 점이 있어 예열기에만 사용토록 하였다. 또한, 히터의 열이 외부로 빠져나가는 것을 방지하기 위하여 유리섬유, Poly-ethylene foam, 테프론 테일 등의 단열재를 차례대로 사용하여 충분히 단열 하였다. 예열기에 들어가는

전열량은 슬라이닥스(slidax)를 사용하여 전압을 조절하고, 파워미터로 전력량을 측정하여 일정 건도를 유지할 수 있도록 조정하였다. 예열기 끝 부분과 리듀서까지는 일정 거리의 가열되지 않는 관으로 연결하고 Poly-ethylene foam을 이용하여 충분히 단열된 상태로 냉매가 열적 평형 상태에서 시험부로 유입되도록 하였다. 예열기의 벽면에는 *K-type* 열전대를 부착하여 온도 제어기로 일정 온도 이상이 되면 전류가 차단되어 고건도에서 예열기가 과열되는 경우를 방지하였다. 또한 예열기 입구에서 압력과 온도를 측정 냉매의 과냉 여부를 판별할 수 있도록 하였다. 이는 예열기에서 일정건도를 유지하기 위해서는 과냉된 냉매를 예열기로 유입하여야 하기 때문이며, 포화상태나 그 이상의 냉매가 유입될 경우 실험에서 얻고자 하는 건도와 다르기 때문이다. 여기서 측정된 압력은 질량유속 $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속 20 kW/m^2 를 기준으로 gauge압 $0.52 \text{ MPa} \sim 0.62 \text{ MPa}$, 온도는 $5.5^\circ\text{C} \sim 6^\circ\text{C}$ 범위 안으로 과냉도가 $1.5^\circ\text{C} \sim 5^\circ\text{C}$ 범위에 있다.

일정건도로 조절된 냉매는 리듀서를 통과하며 서서히 좁아진 유로를 통해 시험부로 유입된다. 리듀서를 사용한 이유는 실험장치 냉매 공급배관의 대부분이 1/4" 동관으로 이루어져 있지만 시험부와 가시화 창을 포함한 그 주위의 배관은 1/8" 이하의 크기로 이루어져 있기 때문에 내경이 5 mm에서 2 mm 로의 급격한 축소가 발생하게 된다. 이 때 *chocking* 등으로 인하여 이상유동 흐름에 방해할 뿐만 아니라, 실험 중 고건도 영역에서 액상과 섞이지 않은 기상만 흘러가는 경우가 발생하여 *dryout*을 발생시킨다. 이러한 문제점을 제거하기 위해 *taper* 하게 가공된 리듀서를 사용하였다. 리듀서의 개략도와 사진을 Fig. 3.7과 Fig. 3.8에 나타내었다. 리듀서의 축소각도는 1.72 deg 로 거의 평행을 유지하였고, 재질은 동을 사용하여 가공을 용이하게 하였다.

리듀서를 통과한 냉매는 시험부로 유입되게 된다. 시험부는 각각 원형의 brass관, aluminum관, copper관으로 내경이 1.67 mm, 두께 0.36 mm

이며, 각각 시험부내 온도측정은 5개의 T-type 열전대에 의하여 벽면 온도가 측정되어진다. 시험부 내부의 관내 거칠기를 살펴보기 위해 레이저 스캔과 전자현미경을 이용하여 시험부 내벽을 촬영하였다. Fig. 3.15에 레이저 스캔을 통한 관내의 거칠기 정도를 그림으로 나타내었고, Fig. 3.16에 핵비등이 예상되는 공동(cavity)의 수를 파악하여 그래프로 나타내었다. Fig. 3.17은 관 내부를 전자현미경을 통하여 600 배율로 살펴본 것으로 수평방향이 유체 유동방향이며 사진의 가로방향이 200 μm 이다. 관 재질에 따라 표면형상이 조금씩 차이를 보이고 있으나 핵비등이 예상되는 공동의 차이는 큰 차를 나타내지 않음을 알 수 있다. Fig. 3.18은 관 내부를 3,000 배율로 좀 더 확대해서 살펴본 그림으로 사진의 가로방향이 40 μm 이며, Fig. 3.17에서와 같이 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

시험부내의 냉매 포화온도를 구하기 위해서 시험부 입구 압력과 시험부내의 압력손실을 측정하였는데 압력을 측정하기 위해 시험부 입구 블록부분에 bourdon pressure gauge와 OMEGA사에서 제조한 pressure transducer(PX302-200GV)를 사용하였고 압력차 측정은 시험부 1과 시험부 2의 입구와 출구에 압력탭을 설치하고, 차압계를 사용하여 시험부 전체의 차압을 측정하였다. 차압계는 YOKOKAWA사에서 제작된 11-SHK2 *B 모델로 공급전원 DC 24 V, Output DC 4 ~ 20 mA, 측정범위 0 ~ 10000 mmH₂O, 최대측정압력 140 kg/cm²의 사양을 가지며 Fig 3.6에 나타내었다. 측정된 데이터는 전류로서 환원되어 나타나게 되고 signal converter를 거쳐 전압으로 변환되어 데이터 취득 장치에 전달되어 데이터로 저장된다. 실험 준비된 시험부를 Fig. 3.9에 나타내었고, 세관의 열전대 접합사진은 Fig. 3.13, 그리고 세관의 규격은 Table 3.2에 나타내었다. 세관 벽 각 5개 지점에 열전대를 접합하는 방법은 매우 중요하고 일관성을 요구하는데 이번 실험의 경우 Fig. 3.14와 같이 열전대 설치대를 고정한 후 확대경을 통하여 핀셋으로 고정시키는 방법을 사용하였고 핀셋으로 열전대 정션(Junction)부분을 잘 고정시킨 후 열전대 접합용 전용시멘

트(OMEGA, CC High Temperature Cement)를 써서 집합하였다. 이 때 시험부의 유효길이는 294 mm이고, 열전대는 양단에서 50 mm를 띄우고 나머지 부분은 50 mm 간격으로 총 5개의 열전대를 부착하였다.

두 개의 시험부 양 끝단으로부터 열손실을 최소화하기 위하여 초고분자 폴리에틸렌을 사용하여 슬릿을 가공한 후, 시편 끝 부분에서 각각 3 mm씩 시험부 슬릿에 삽입하고 가공된 플랜지와 O-ring을 이용하여 연결하였다. 대체로 시험부 입구와 출구부터 시험부와 같은 단면적을 갖는 슬릿으로 제작하여 연결하였고, 시험부 주변의 배관 역시 시험부와 내경이 비슷한 내경 2.0 mm의 스테인레스 튜브를 사용하여 연결하였다. Fig. 3.11, Fig. 3.12는 시험부 끝단 블록을 나타내고 있고, Fig. 3.10은 플랜지의 설계도이다.

균일한 열유속을 공급하기 위하여 시험부내 세관에 절연코팅이 되어진 직경 0.6 mm, 길이 4.0 m의 동선을 세관 각각에 균일하게 감았다. 외부는 유리섬유와 Poly-ethylene foam 등의 단열재를 사용하여 열손실을 무시할 수 있도록 충분히 단열을 하였다. 열유속의 제어를 위해 직류전압 공급 장치를 사용하여 전류와 전압을 조정하였으며 열선의 전류를 가능하면 작게 하기 위해 시험부 2개를 직렬로 연결하였다.

시험부를 나온 냉매는 유동양상을 관찰하기 위한 가시화창을 거쳐 유동상태를 확인하기 위해 설치된 사이트 글라스(sight glass)를 지난 다음 컨덴서에서 액화되어 리시버로 들어간다. 냉매회로의 설계도는 Fig. 3.1에 나타내었고, Fig. 3.2는 실험에 사용된 시스템 사진이다.

실험데이터 취득은 14개의 열전대 온도 데이터와 차압계에서 측정되어진 mA의 차압은 signal converter를 거쳐 전압으로 data acquisition에 기록하게 된다. 또한 시험부 압력은 pressure transducer (PX302-200 GV)에서 측정되어진 압력을 전압으로 출력하여 이를 digital indicator (DP-41S)를 거쳐 1 ~ 5 V로 data acquisition에 기록된다. 시험부에서 증발과정동안 시험부내 세관의 벽면온도 측정 및 리시버 출구온도, 예열기

입구온도, 시험부 출구온도, 열선온도, 압력 등을 취득하기 위하여 Keithley사의 500A data acquisition system을 사용하였고, 이 시스템을 운용하는 Labtech사의 Notebookpro 소프트웨어를 사용하여 데이터를 취득, 저장하였다.

3.2 실험방법

우선 주 실험을 본격적으로 시작하기에 앞서 리시버와 컨덴서는 4.0°C , 보조냉각기는 -5.0°C 에 세팅 후 가동시킨다. 동시에 데이터 취득도 함께 하여 시스템 상태를 수시로 체크하게 했다. 2시간 정도 가동 후 실험장치에의 압력이 원하는 압력으로 정상상태로 유지되면, 고압으로 인한 시험부 파손을 막기 위해 잠귀 든 유량조절 밸브와 시험부 후단 밸브를 개방시킨다. 그리고 마그네틱 기어펌프를 가동시켜 냉매를 순환시킨 다음 펌프의 전력조절과 needle valve를 이용하여 냉매의 유량을 실험조건에 맞게 조절한다. 이 때 기어펌프 후단에 설치된 by-pass 밸브를 1/4 turn 개방하게 되는데 이는 냉매 유량을 일정하게 유지하는데 도움을 준다. 이 상태로 30분 정도 냉매를 순환시켜 시스템 예열기 입구를 기준으로 과냉상태의 정상상태에 도달하면 직류전압계로 실험조건상의 열유속을 시험부에 공급한다. 열유속 공급은 두 개의 시험부에 직렬로 감은 전열선에 공급하는 전력량으로 조절하게 되며, 이때 열선은 두 개의 시험부에 각각 4 m 씩 동일하게 감아서 열량을 공급하였다. 열전대에 노이즈를 최대한 줄이기 위하여 전류($0 \sim 20\text{ A}$)와 전압($0 \sim 30\text{ V}$) 범위의 직류전압 공급장치(DRP-3020D)를 사용하였고, 전압계와 전류계에 의한 측정치로서 열량을 계산하여 일정 열유속을 실험조건에 맞추어 주게 된다. 그리고 입구 건도를 예열기에 공급하는 열량으로 조절하여 건도를 0에서부터 0.9까지 그리고 0.9에서 0까지 0.1단위로 차례로 변화시키며 실험을 수행하였고, 예열기에 공급하는 전력량은 전력량 측정기로 열량을 확인하면서

전압조절기를 사용하여 조절하게 된다. 또한 예열기로 들어가는 냉매는 저온의 항온조를 지나며 소량의 과냉도($1.5^{\circ}\text{C} \sim 5^{\circ}\text{C}$)를 유지하게 되며 시험부로 유입되는 냉매의 건도는 예열기에 공급되는 전력량을 통하여 일정하게 조절할 수 있다.

각각의 건도에서 300 ~ 500 초씩 데이터를 측정하였고 시스템 압력을 측정하였다. 데이터 측정 시간이 다른 이유는 정상상태로 변화하는 시간이 건도에 따라 다르기 때문이며 정상상태를 충분히 유지하는 시간대에서 데이터를 측정하기 위함이다. 데이터는 정상상태를 유지한 시간에서 100 초를 평균하여 사용하였다.

Table 3.1 Material *properties* of *the* test tubes

	brass	aluminum	copper
ρ , kg/m ³	8530	2702	8933
k , W/mK	110	237	401
c_p , J/kgK	380	903	385
α , m ² /s	33.9×10^{-6}	97.1×10^{-6}	117×10^{-6}

Table 3.2 Dimensions of *the* test sections

Item	Value
Length [mm]	300
Thickness [mm]	0.36
Diameter out [mm]	2.38
Diameter in [mm]	1.67

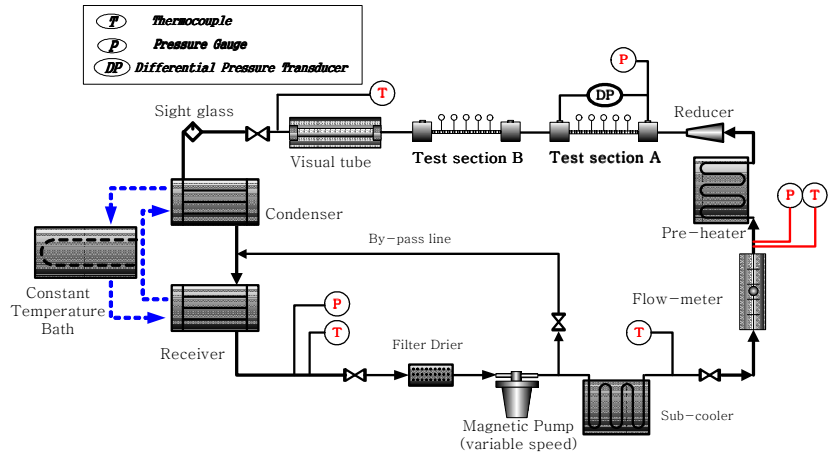


Fig. 3.1 Schematic diagram of experimental apparatus



Fig. 3.2 Photograph of experimental apparatus



Fig. 3.3 *Photograph of Magnetic gear pump*

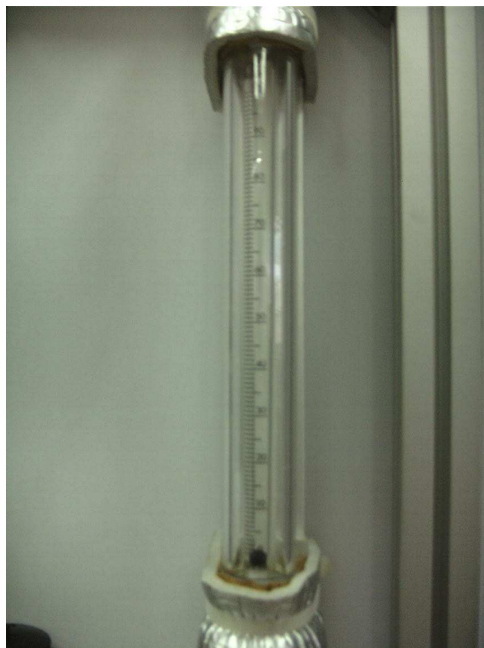


Fig. 3.4 *Photograph of Rotameter*



Fig. 3.5 *Photograph of Pre-heater*



Fig. 3.6 *Photograph of Pressure drop transducer*

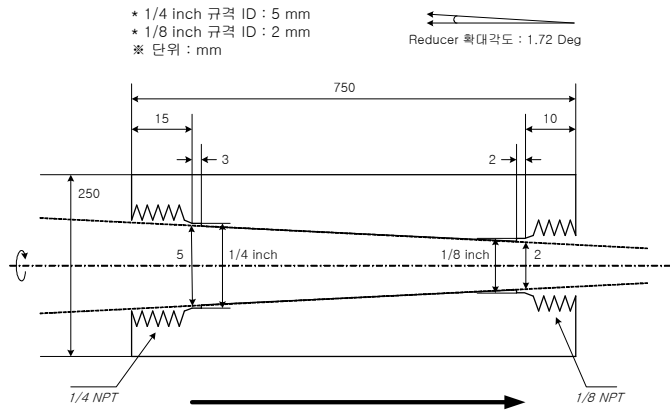


Fig. 3.7 Schematic diagram of Reducer



Fig. 3.8 Photograph of Reducer

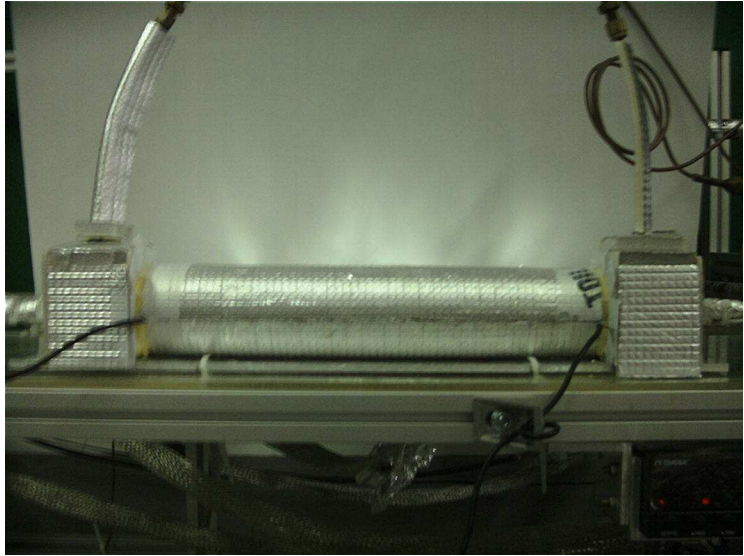


Fig. 3.9 *Photograph* of Test-section

unit : mm (세관연결부) 재질 : Brass

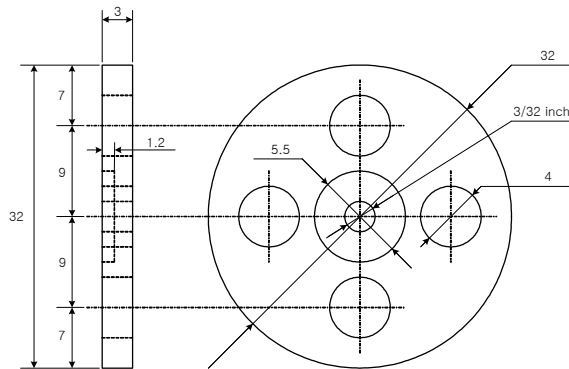


Fig. 3.10 *Schematic diagram* of Flange

unit : mm

(3/32 inch 원형튜브)

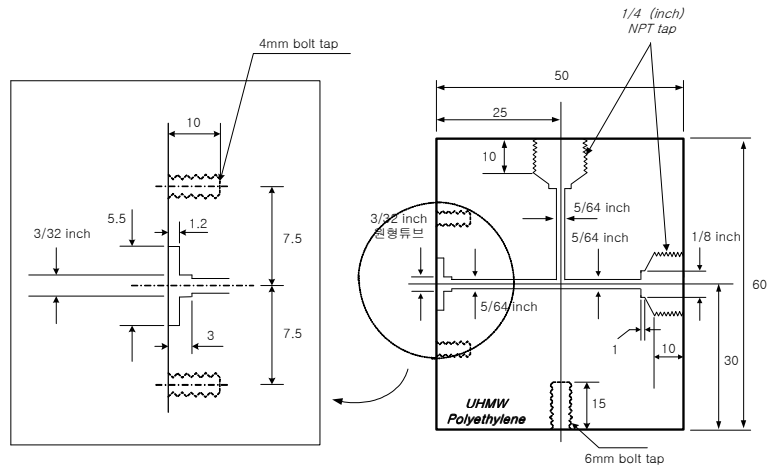


Fig. 3.11 Schematic diagram of Block

unit : mm

(3/32 inch 원형튜브)

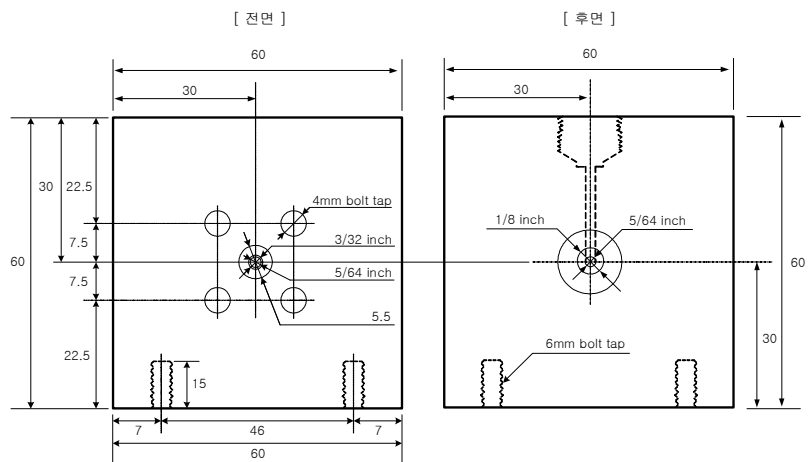


Fig. 3.12 Schematic diagram of Block

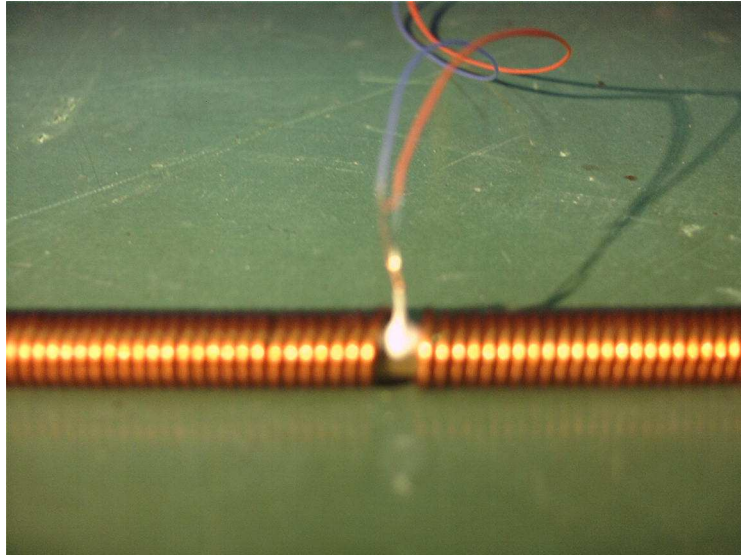


Fig. 3.13 *Photograph of thermocouple attachment*

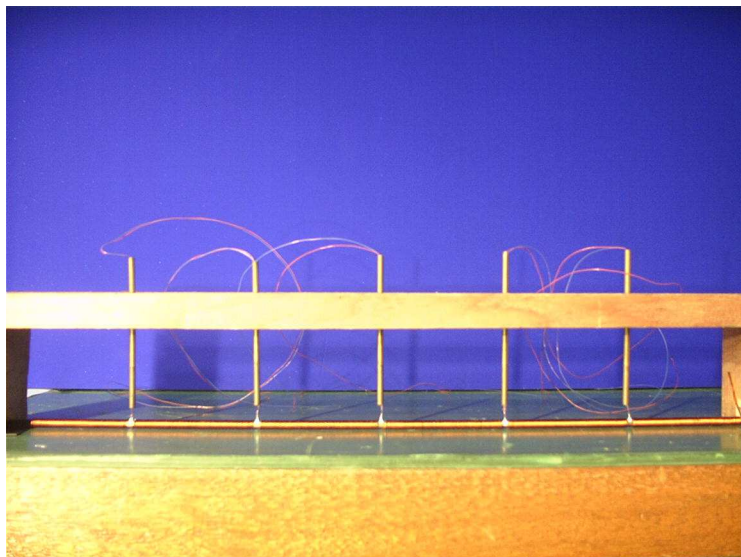


Fig. 3.14 *Photograph of thermocouple attachment work*

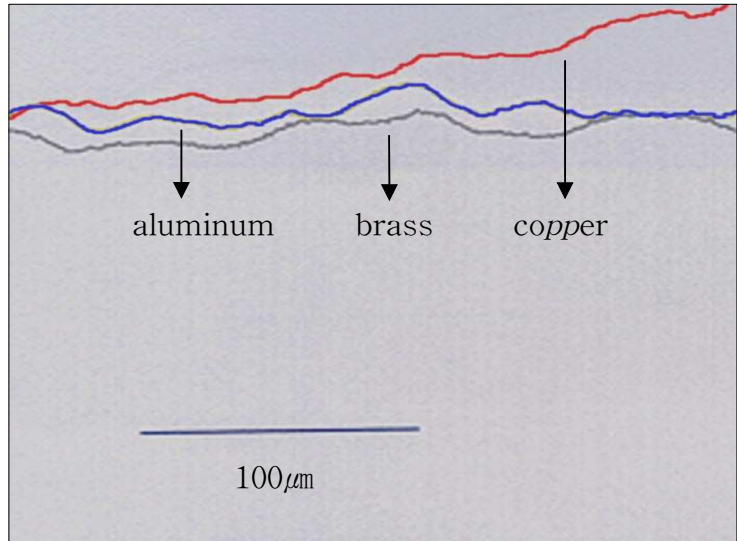


Fig. 3.15 Photograph of surface roughness

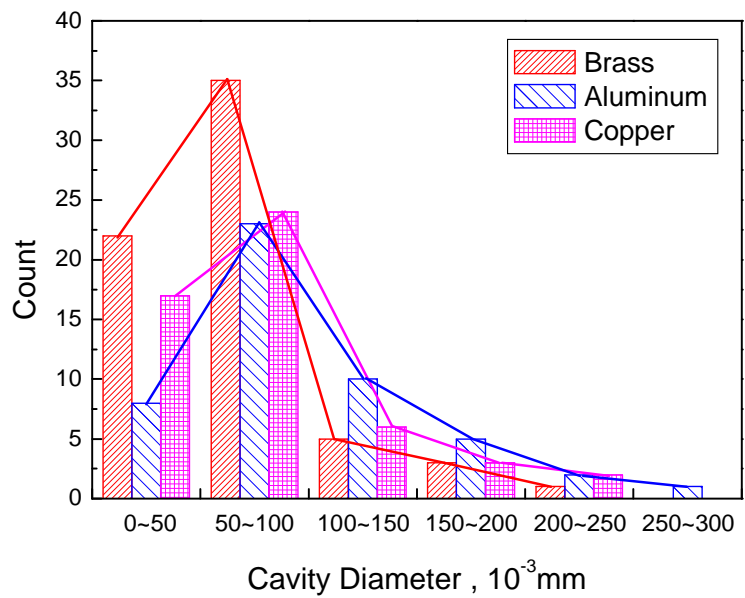


Fig. 3.16 Count of cavity diameter

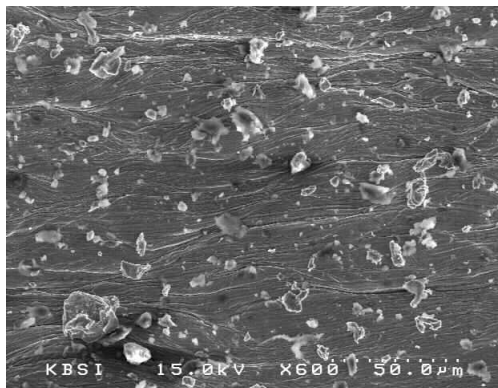
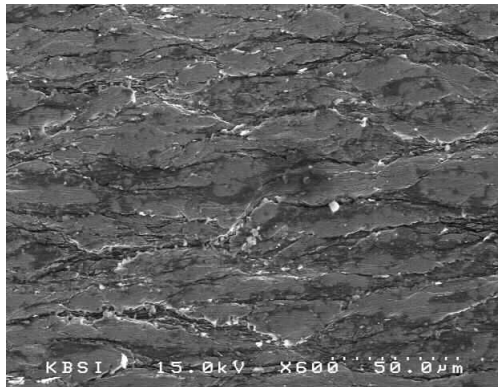
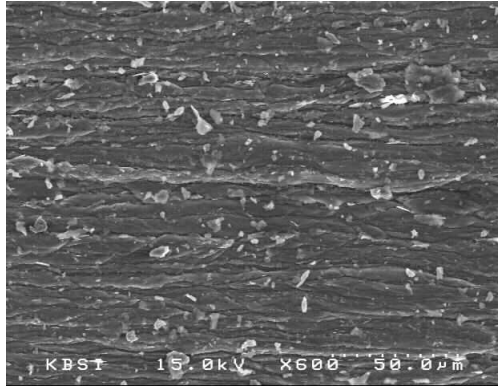


Fig. 3.17 *Photograph* of Tube Inner Surface ($\times 600$ scale)
(top : aluminum, center : brass, bottom : copper)

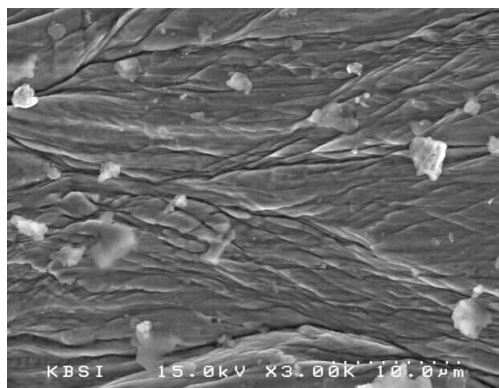
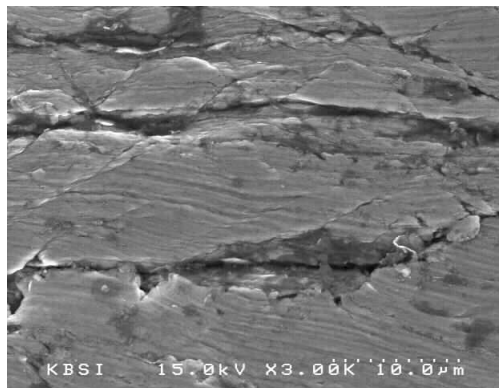
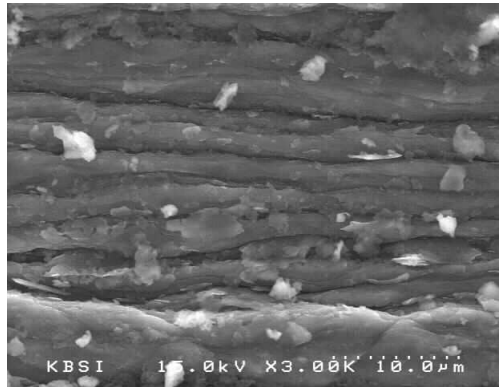


Fig. 3.18 Photograph of Tube Inner Surface ($\times 3,000$ scale)
(top : aluminum, center : brass, bottom : copper)

제 4 장 실험결과 및 고찰

4.1 실험조건

본 실험에 들어가기에 앞서 전열선에 의한 가열량을 모두 열유속으로 처리하는데 있어 외부로의 열손실량의 정도를 검토하기 위해 물을 사용하여 단상 열전달실험을 통한 에너지 평형실험을 수행하였다. 유량계는 본 실험에서 사용한 OMEGA사(FL-113)를 사용하여 질량유량을 측정하였고, 시험부에 일정열량을 공급하기 위해서 직류전압 공급장치를 사용하였다. 에너지 평형 관계식은 식(4.1)을 이용하였다.

$$\dot{m} c_p \Delta T = \dot{Q} \quad (4.1)$$

여기서 \dot{m} 은 물의 질량유량(kg/s), c_p 는 물의 비열 그리고 ΔT 는 시험부 입·출구에서 물의 온도차이며 $\dot{Q}(W)$ 는 열선을 통해 세관을 거쳐 물에 공급된 열량이다. 온도는 데이터 취득장치에 의해 1초 간격으로 저장되었다.

물의 관내 평균온도측정의 오차를 줄이기 위해 시험부 출구쪽에 mesh를 설치하여 물의 혼합을 유도하여 온도를 측정하였고 입·출구 온도를 측정하는 온도센서는 T-type 열전대를 1/16" tube에 삽입하여 epoxy를 사용하여 기밀을 유지하여 설치하였다. 실험결과 에너지 평형 실험은 측정오차 5% 내에 test가 이루어졌다. Fig. 4.1에 나타낸 그림은 $G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 10 \text{ kW/m}^2$ 조건에서 세관벽면 5지점의 열전달계수를 열전대 부착주위 열선간격에 따른 값을 나타내고 있다. 이러한 열선간격은 1 mm, 2 mm, 3 mm로 각각 바뀌가며 온도를 측정하였다. 우선 수치해석 결과를 보면 세관입구에서 열전달계수의 급격한 감소를 나타내는데 이는

열적 입구길이에 따른 평형상태로의 점근적 감소를 나타내고 있다. 열선 간격이 3 mm 정도이면, 간격이 1 mm 정도인 것보다 상대적으로 열전대가 열선온도의 영향을 적게 받으므로 낮은 온도를 측정하게 된다. 그러므로 벽면온도를 낮게 측정하여 열전달계수가 상대적으로 높은 것을 볼 수 있다. 실험결과 열전대 부착 주위의 열선 간격이 2 mm정도가 가장 적당하다고 판단된다. 본 실험에 사용된 시험부의 열전대는 2 mm의 열선 간격 사이에 부착되어 있으며, 5개의 열전대 중 가운데 3개의 열전대에서 취득된 온도치를 사용하여 열전달계수를 측정하였다. 이는 시험부로의 유입구와 유출구에서의 영향을 고려한 것이다.

또한 자기력이 열전대에 영향을 미치는지를 검토하였다. Fig. 4.2는 열유속을 주기 위해 열선에 전기를 ON하는 순간의 벽면의 온도변화를 나타낸 것으로 모든 실험에서 열유속을 주는 순간의 온도변화가 Fig. 4.2와 같음을 확인하였다. 그림에서 알 수 있듯이 열유속을 주는 순간의 온도변화에 노이즈나 과도한 천이가 보이지 않음을 볼 수 있으며, 온도변화가 온도상승에 의한 변화 이외의 변화는 나타내지 않음을 알 수 있다. 이를 통해 열유속을 줄 때 발생하는 자기력이 열전대에 영향을 주지 않음을 알 수 있다.

실험조건은 일반적인 가정용 에어컨의 적용범위를 기준으로 설정하였으며, 실험도중 벽 온도가 30°C가 넘지 않는 열유속을 가하였다. 이는 열유속이 높아 벽 온도가 30°C가 넘으면 증발기 운전조건에서 벗어난다고 판단되므로 벽 온도의 한계를 정하여 그 이상의 열유속은 본 실험에서 적용하지 않았다. 따라서 세 개의 재질이 다른 세관에서의 증발 열전달 특성을 분석하기 위하여 냉매의 질량속도는 600 kg/m²s로 일정하게 두었다. 그 이유는 지금까지의 많은 실험들에 의해 질량속도가 열전달계수에 미치는 영향이 거의 없다는 판단에서이다. 시험부에 가해지는 열유속은 5 kW/m², 10 kW/m², 20 kW/m², 30 kW/m²에 대하여 각각의 조건에서 시험부 입구 건도를 변화시켜 가면서 실험을 수행하였다. 본 연구

의 실험조건을 Table 4.1에 정리하였다.

먼저, 기준이 되는 실험조건으로 질량속도 $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속 10 kW/m^2 로 일정하게 유지한 후, 입구 건도를 0에서부터 0.9까지 0.1 간격으로 증가시켰으며 다시 건도 0까지 감소시켜 가면서 데이터를 취득하였다. 냉매 유량은 고압용 로타메타를 사용하여 측정하였고, 보정 차트를 사용하여 R-22의 질량유량으로 보정을 행하였다.

직렬로 연결된 두 개의 세관에 공급된 열유속은 계산된 양의 전력량을 직류전압 공급장치를 통하여 주게 되며, 실험 조건 중 질량유속이 $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때 건도 변화에 따른 brass tube의 벽 온도와 포화온도 분포를 Fig. 4.3에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 5개의 열전대의 온도는 건도가 높아질수록 포화온도와 같이 상승하는 것을 볼 수가 있다. 이는 이상유동상태에서 기상영역의 증가로 인한 시스템 압력의 증가로 인하여 포화온도와 벽 온도의 상승을 보이고 있다. 그리고 건도 0.8 지점 이상영역 고건도 영역에서는 냉매의 dryout으로 인하여 벽온도의 급격한 상승이 일어나고 있다.

4.2 데이터 처리

시험부 입구 건도 x 는 다음과 같은 식(3.1)을 이용하여 산출한다.

$$x = \frac{[\dot{Q}_{PH} - \dot{m}_r c_p (T_{sat} - T_{ph})]}{\dot{m}_r h_{fg}} \quad (3.1)$$

여기서 Q_{PH} 는 예열기 가열량이고, \dot{m}_r 은 냉매유량, h_{fg} 는 증발압력에서의 냉매의 증발잠열이다. T_{sat} 와 T_{ph} 는 시험부 입구에서의 포화온도 및 예열기 입구온도이다.

시험부에 사용된 원형세관의 열전달 계수를 산출하기 위하여 열유속, 냉매의 포화온도, 원형세관의 내벽온도 T_w 를 알아야 한다. 냉매의 포화온도는 시험부의 압력 및 차압을 측정된 후, 이 압력으로부터 각각의 위치에서의 포화 온도를 구하였다. 시험부 내벽면 온도는 시험부의 외벽면에 열전대를 부착하여 측정된 온도를 사용하였다. 이때 brass, aluminum, copper의 열전도도가 크기 때문에 내벽온도와 외벽온도의 차이는 $\pm 0.06^\circ\text{C}$ 이내임을 볼 수 있다. 냉매측 열전달계수는 식(3.2)과 같이 구한다.

$$h = \frac{q''}{T_w - T_{sat}} \quad (3.2)$$

q'' 는 전열선에 의해 유입된 열유속을 나타내며, 식(3.3)과 같이 정의된다. 특히, 세관의 끝부분의 접촉은 초고분자 폴리에틸렌($k = 0.33 \text{ W/mK}$)과 접촉을 하고 있으므로 열손실이 무시할 정도로 작다고 가정하였다.

$$q'' = \frac{\dot{Q}_e}{P_1 \times L} \quad (3.3)$$

여기서, \dot{Q}_e 는 전열선을 통해 공급된 가열량이다. L 은 시험부의 유효 가열 길이이며, P_1 는 세관 내부의 접수길이이다. 시험부 관벽의 온도는 관외부 표면 5지점에 열전대를 붙여 측정되며, 여기서 열전달계수는 중앙 3지점에서 계산된 값의 평균값으로 하였다.

4.3 열유속에 따른 비등열전달계수

열유속에 따른 세관에서의 R-22 증발열전달 특성을 분석하기 위하여 냉매의 질량속도를 $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 로 유지한 상태에서 시험부에 가해지는 열유속을 각각 5 kW/m^2 , 10 kW/m^2 , 20 kW/m^2 , 30 kW/m^2 로 변화시키면서 각각의 조건에서 건도에 따른 증발열전달 계수 측정 실험을 반복 수행하였다.

먼저 실험결과의 반복성 여부를 판단하기 위해 동일 사양의 두 개의 *copper*관으로 시편을 제작 실험조건 또한 질량속도는 $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속 10 kW/m^2 으로 동일한 실험조건에서 실험을 수행하여 비교해 보았으며, 그 결과는 Fig. 4.4에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 두 개의 시편이 비슷한 영역에서 값이 분포하고 있는 것을 알 수 있다. 또한 하나의 *aluminum*관으로 시편을 제작하여 질량속도는 $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속 10 kW/m^2 으로 동일한 실험조건에서 실험을 반복수행 하였으며, 그 결과는 Fig. 4.5에 나타내었다. 이 결과 *copper*관과 마찬가지로 비슷한 영역에서 값이 분포함을 알 수 있으며, 상기 두 실험을 통해 현재의 실험장치와 실험조건, 실험방법에 의해 취득된 Data들은 우수한 신뢰성을 가짐을 알 수 있다.

열유속 변화에 따른 냉매의 열전달 계수의 변화를 Fig. 4.6, Fig 4.7, Fig. 4.8, Fig. 4.9에 나타내었다. 먼저 건도가 증가함에 따라 *brass tube*, *aluminum tube*, *copper tube*의 국소 열전달계수는 미소한 차를 나타내긴 하지만 거의 일정함을 나타낸다고 판단할 수 있으며 열유속이 증가할수록 일정 폭 열전달 계수가 증가함을 보이고 있다. 제2장 3절에서 기술한 바와 같이 선행연구자들이 세관에 관하여 연구한 결과 대체적으로 3가지 경우로 나눌수가 있는데, 이는 대류비등 주도의 열전달 특성인 건도가 증가함에 따라 열전달 계수가 증가하는 경우, 건도가 증가함에 따라 열전달계수가 감소하는 경우, 핵비등 주도의 열전달 특성인 건도의 변화에

관계없이 열전달 계수가 일정한 경우이다. 본 실험결과는 마지막 경우의 결과와 같은 양상을 보이고 있으며, 건도의 변화에 대해 열전달계수는 건도가 0.8 정도까지 대체적으로 일정하며 건도 0.8 이후에서는 dryout의 발생으로 열전달계수가 감소함을 볼 수 있다. 이를 통해 핵비등이 대류 비등에 비해 주요 모드로 작용하는 것으로 판단할 수 있다.

4.4 관 재질에 따른 비등열전달계수

앞서 설명한 바와 세관에서의 열전달 특성은 건도가 증가함에 따라 국소 열전달계수는 거의 일정함을 나타내고 있으며, 열유속이 증가할수록 일정 폭 열전달 계수가 증가함을 보이는 것으로 전 건도 모든 영역에서 핵비등이 대류비등에 비해 주요 모드로 작용하는 것으로 판단할 수 있고, 핵비등은 표면거칠기의 상태에 따라 그 활성영역이 달라진다. 또한 동일한 사양의 관이라 할지라도 관 재질에 따라 표면거칠기의 상태는 다르다. 이를 통해 관 재질에 따른 표면거칠기에 의한 열전달계수의 차가 나타날 것이라고 예상하였지만, 예상과는 달리 관 재질에 따른 열전달계수의 차이는 Fig. 4.6 ~ Fig. 4.9에서 보는바와 같이 미미한 차이는 있으나 이를 관 재질의 차에 의한 차이로 보기에 어려운 실정이며, 이를 통해 관 재질에 따른 차이는 없는 것으로 사료된다.

앞서 3장에서 언급한 것과 같이 aluminum, brass, copper의 관 내부 표면의 거칠기는 Fig. 3.17, Fig. 3.18 에서 보듯이 관 재질에 따라 벽면의 형상에는 조금씩의 차이가 나타나지만, 핵비등이 예상되는 공동의 차이는 크게 나타나지 않는다. 이러한 관 내부 표면의 거칠기의 작은 차이는 핵비등 영역에서의 차이가 거의 없음을 나타낸 것이며, 이는 본 실험이 핵비등이 주요모드인 점을 감안하면 실험결과가 관 재질에 따른 열전달 계수의 차가 없는 것임을 판단하게 한다.

4.5 실험결과의 비교 및 고찰

일반적으로 직경이 10 mm 전후의 일반적인 관에서의 증발열전달계수는 증발 초기에 핵비등의 영향으로 인하여 큰 값을 가지다가 증발이 진행되면서 핵비등의 감소로 인하여 다소 감소한 후 건도가 커짐에 따라 대류비등의 영향이 지배적으로 되면서 다시 증가하는 경향을 나타낸다. 하지만, 세관에서 증발 초기영역에서의 증발열전달계수 경향은 직경이 큰 관과는 다르게 나타남을 알 수 있다. 이는 세관에서는 기포가 관 내부에서 미소한 관 직경으로 인하여 더 이상 성장하지 못하고 관 내부에 한정되어 관 내부 표면의 액막의 두께를 얇게 만들어 슬러그-환상유동으로 발전하기 때문으로 추측된다. 그리고 증발이 계속 진행되면 유동은 슬러그류에서 환상유동으로 발전하게 되어 기상의 속도가 빨라져 증발열전달계수가 계속해서 증가하게 된다고 Kim et al.(1999)이 보고하고 있다.

위의 보고와는 상이하게 본 실험결과에서는 핵비등이 주요 모드일 경우와 마찬가지로 건도의 변화에 따라 증발열전달 계수가 일정함을 나타내는 것을 보이고 있다. 또한 본 실험에서 벽면 과열도는 7 ~ 10°C 범위에 있으며, 건도의 변화에 대하여 열전달 계수가 일정하고 열유속이 증가하면 열전달 계수가 또한 일정 폭 증가함을 나타내고 있다. 이러한 관점에서 Fig. 4.6 ~ Fig. 4.9를 살펴보면 실험데이터는 Tran et al.(1996)이 제시한 것처럼 벽면과열도가 2.75°C보다 클 경우 열전달 계수는 질량속도나 건도의 영향은 미미하게 받는 반면 열유속의 영향을 주로 받는다는 점과 일치하고 있으며, Tran et al.(1996)이 제시한 상관식(4.2)과 비교하여 본 실험데이터와 잘 맞음을 보여주고 있다.

$$h = (8.4 \times 10^5) (Bo^2 We_d)^{0.3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0.4} \quad (4.2)$$

지금까지의 실험결과들과 Tran et al.(1996)이 제시한 상관식(4.2)과의 비교를 Fig. 4.10에 나타내었다. 낮은 열유속인 5kW/m^2 인 경우 실험결과 값보다 상관식의 계산 값이 조금 높게 나타나지만, 열유속이 높아질수록 상관식의 계산 값이 실험결과 값과 잘 맞음을 볼 수 있다.

4.6 압력강하

세관내 비등에 따른 압력강하는 시험부 입·출구에 설치된 차압계로 측정하였으며 본 실험에서는 차압계(differential pressure transducer)를 1대만 사용한 관계로 밸브를 조정하여 시험부 1을 먼저 측정한 후 시험부 2를 동일 조건 하에서 차압을 측정하였다. 측정되어진 차압은 Fig. 4.11에 나타내었다. 질량속도 $600\text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때 열유속 5 kW/m^2 , 10 kW/m^2 , 20 kW/m^2 , 30 kW/m^2 에서 건도의 증가에 따른 압력손실을 나타내고 있고 압력의 단위는 kPa로 나타내었다. 건도의 증가에 따라 압력손실이 증가함을 볼 수 있고 일정건도 이상에서 압력강하가 일정해짐을 볼 수 있다. 이는 앞의 실험결과에서 보이는 질량속도 $600\text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우 고건도 영역에서 냉매의 dryout으로 인한 영향으로 여겨진다. 본 실험에서 질량속도 $600\text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속 30 kW/m^2 에서 최대 압력강하가 일어났으며, 시험부 길이 0.3 m, 수력직경 1.67 mm의 건도 0.8에서 aluminum tube의 경우로 최대 차압은 206.52 kPa/m로 나타났다.

Table 4.1 Test conditions

Working fluid	R-22
Evaporating temperature	6 ~ 12 °C
Evaporating pressure	600 ~ 720 kPa
Mass velocity	600 kg/m ² s
Heat flux	5, 10, 20, 30 kW/m ²
Quality	0 ~ 0.9

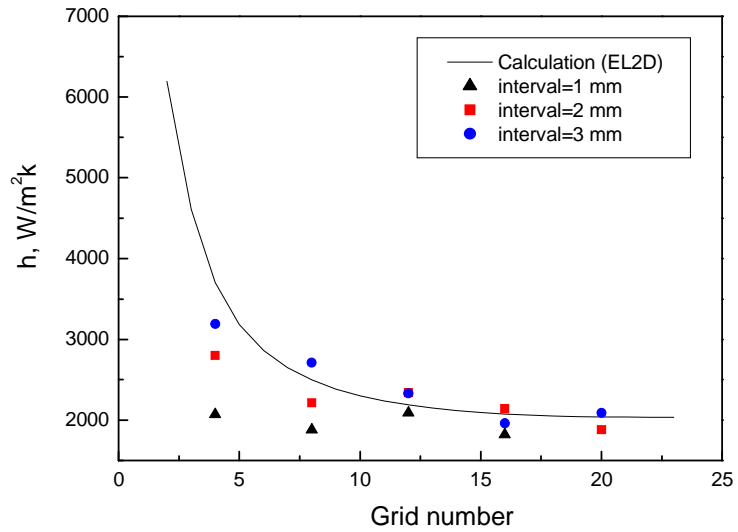


Fig. 4.1 Variation of *heat transfer coefficient* with respect to *heating wire spacing* at *thermocouple position* ($G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 10 \text{ kW/m}^2$, water)

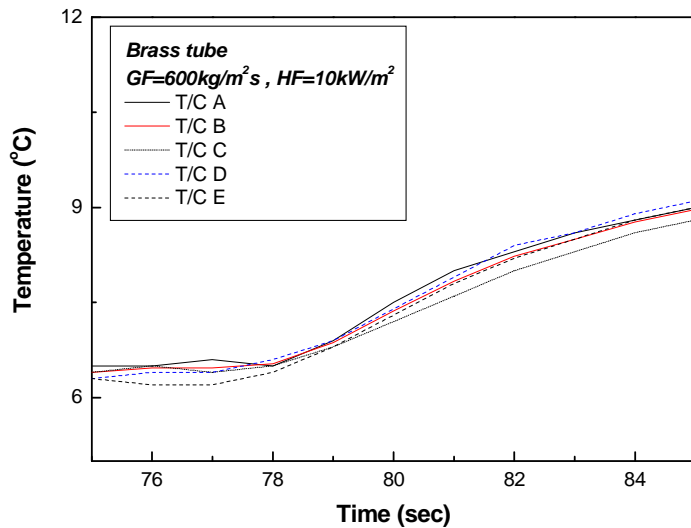


Fig. 4.2 *Thermocouple response* of magnetic force by electric current

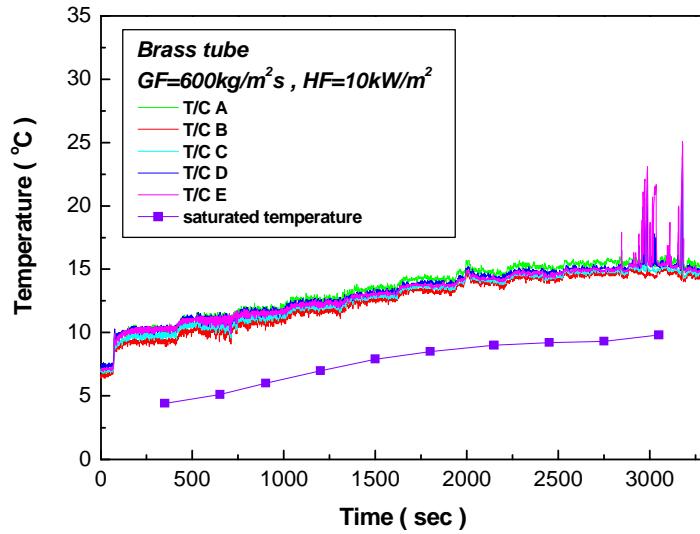


Fig. 4.3 Variation of wall temperature with respect to quality
 ($G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$, brass)

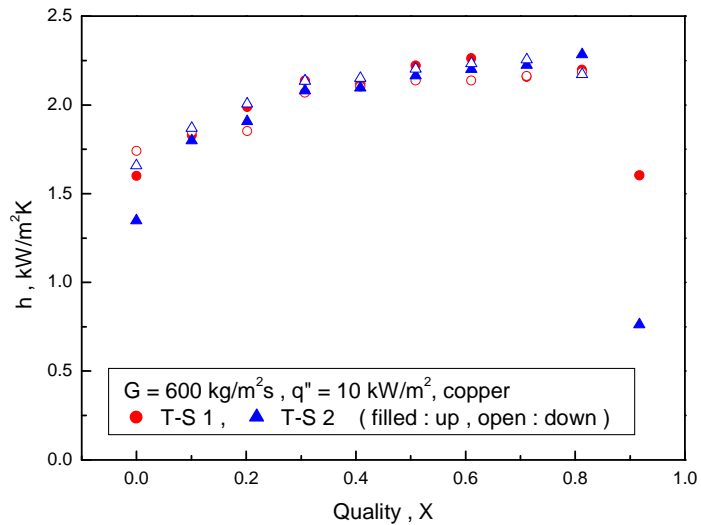


Fig. 4.4 Variation of heat transfer coefficient with respect to heat flux
 ($G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 10 \text{ kW/m}^2$, copper)

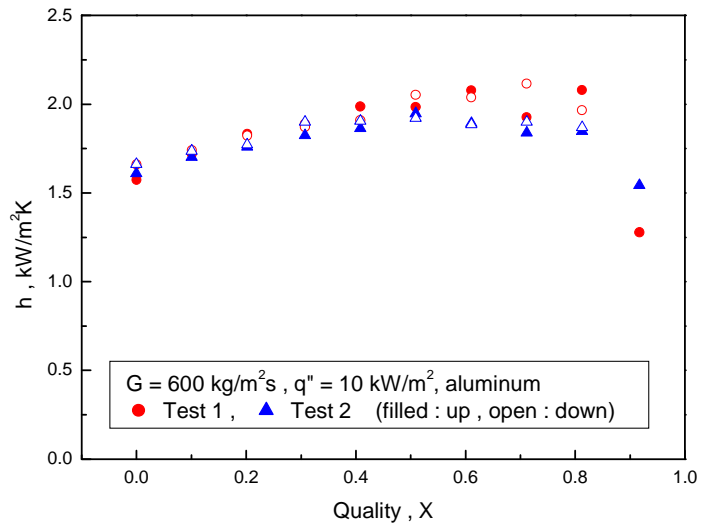


Fig. 4.5 Variation of *heat transfer coefficient with respect to heat flux* ($G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 10 \text{ kW/m}^2$, aluminum)

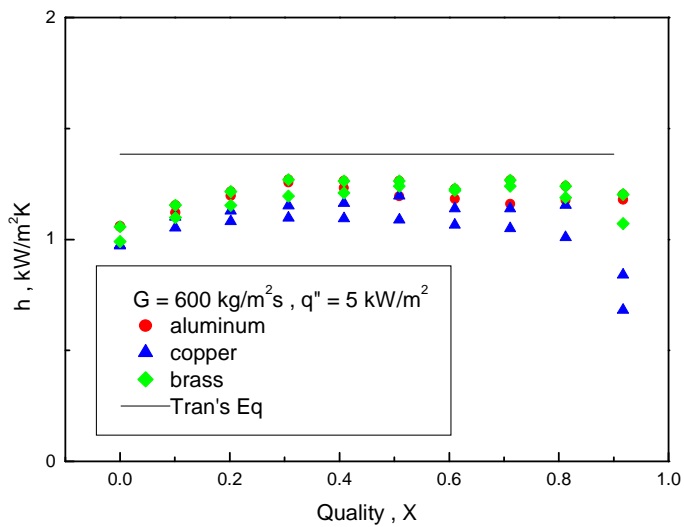


Fig. 4.6 *Comparison of experimental data with Tran et al.'s correlation* ($G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 5 \text{ kW/m}^2$)

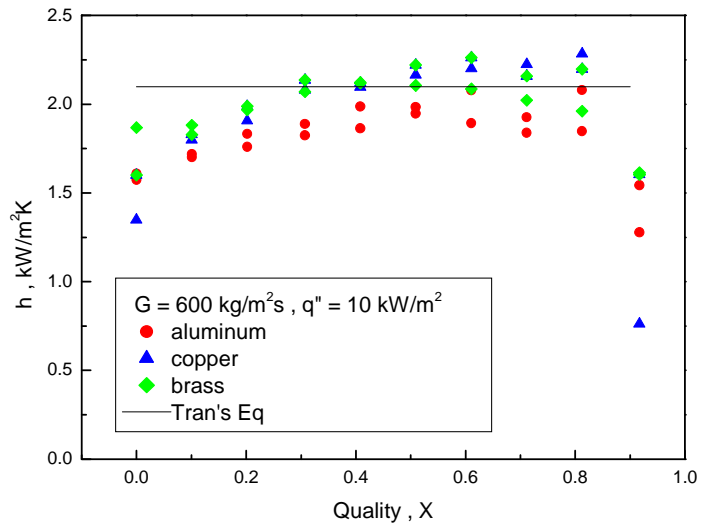


Fig. 4.7 Comparison of experimental data with Tran et al.'s correlation ($G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 10 \text{ kW/m}^2$)

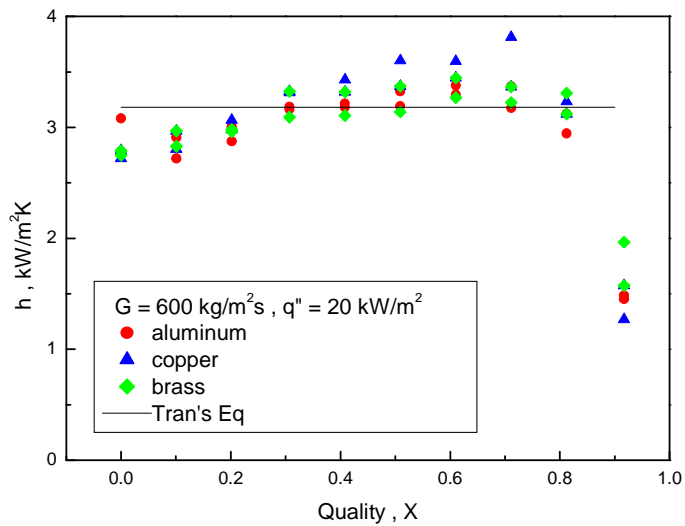


Fig. 4.8 Comparison of experimental data with Tran et al.'s correlation ($G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$)

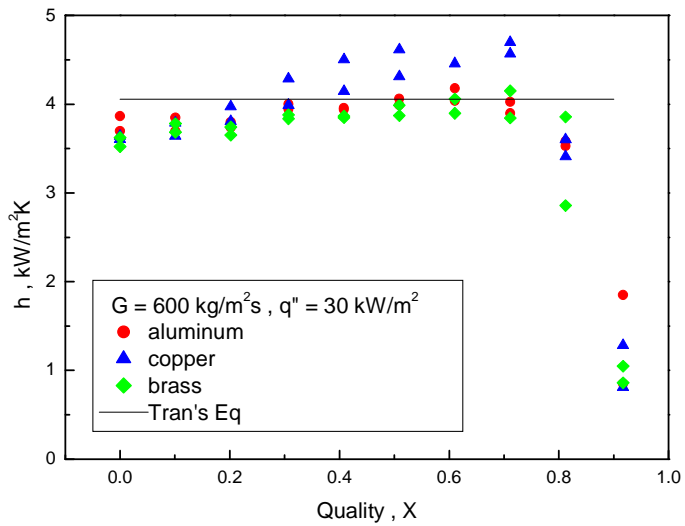


Fig. 4.9 Comparison of experimental data with Tran et al.'s correlation ($G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 30 \text{ kW/m}^2$)

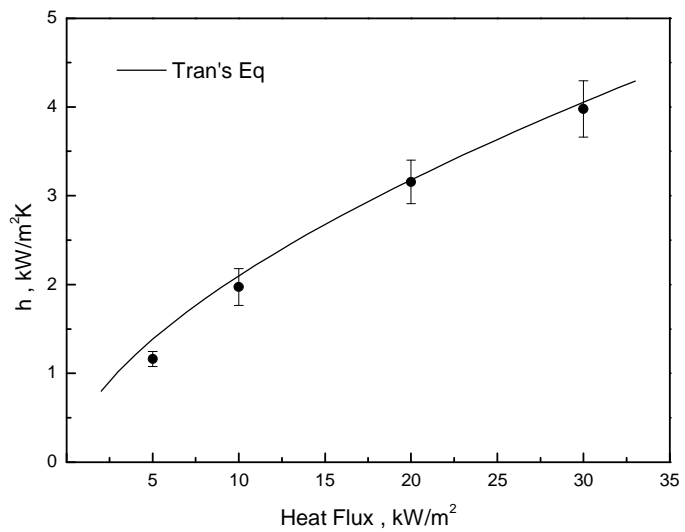


Fig. 4.10 Comparison of experimental data with Tran et al.'s correlation

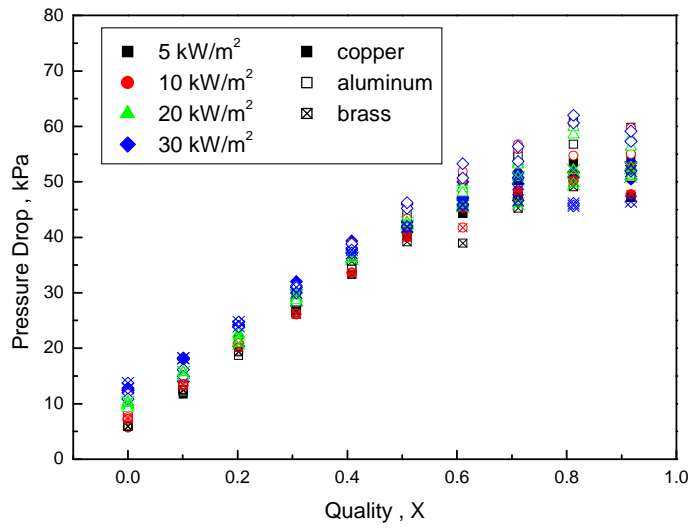


Fig. 4.11 Comparison of pressure drop with quality

제 5 장 결 론

본 연구에서는 수평으로 놓여진 내경 1.67 mm인 원형 brass, copper, aluminum 관에서의 R-22 비등열전달 특성을 실험을 통하여 고찰하였다. 질량속도가 $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 로 일정할 때, 열유속을 5 kW/m^2 , 10 kW/m^2 , 20 kW/m^2 , 30 kW/m^2 에 대해 건도를 0에서 0.9까지 0.1 단위로 변화시켜가면서 비등열전달계수를 측정하였다.

본 연구에서 얻은 결론을 정리하면 다음과 같다.

1. 직경이 1.67 mm인 세관에서의 증발열전달계수는 질량유속 $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속 $5 \sim 30 \text{ kW/m}^2$ 의 범위에서 $1000 \sim 5000 \text{ W/m}^2\text{K}$ 정도로 나타났다.
2. 측정된 증발열전달계수는 질량유속과 건도의 변화에는 무관하게 일정하였고 열유속의 변화에 영향을 받음을 보였다. 이는 핵비등 주요모드의 열전달 특성을 보임을 알 수 있다.
3. 세관에서 측정된 증발열전달계수는 Tran et al.(1996)이 제시한 상관식과 잘 일치하였다.
4. 관 재질에 따른 열전달계수의 변화는 미미한 것으로 나타났다.
5. 길이 0.3 m, 내경 1.67 mm의 원형관에서 압력 강하율은 건도에 따라 증가함을 나타내었고, aluminum tube의 건도 0.8 지점에서 최대 206.52 kPa/m 로 나타났다.

세관에서의 비등열전달은 상대적으로 직경이 큰 관($> 8 \text{ mm}$)에서의 열전달 특성과는 차이를 나타내어 대류비등이 아닌 핵비등이 주요모드로 작용함을 알 수 있었으며, brass, copper 및 aluminum의 관 재질에 의한 영향은 극히 미미한 것으로 나타났다.

지금까지 세관에서의 열전달에 대한 많은 연구가 이루어졌음에도 불구하고 세관에서의 열전달 패턴과 상관식 정립에 있어 뚜렷한 근거가 부족한 실정이었다. 본 실험을 통한 결과들이 부족했던 부분에 대한 유용한 자료로 사용되어질 것으로 사료되며, 더 체계적이고 다양한 실험들을 통한 상관식의 체계적 정립이 요구된다.

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.
- Barajas, A. M. and Panton, R. L., 1993, "The Effects of Contact Angle on Two - phase Flow in Capillary tubes", Int. J. Multiphase Flow. Vol. 19. No. 2, pp. 337 ~ 346.
- Bennett, D. L. and Chen, J. C., 1980, "Forced Convective Boiling in Vertical Tubes for Saturated Pure Components and Binary Mixtures", AIChE J., Vol. 26, pp. 454 ~ 461.
- 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.
- Bryan, W. L. and Quaint, G. W., 1951, "Heat Transfer Coefficients in Horizontal Tube Evaporators", Refrigeration Engineering, Vol. 63, No. 1, pp. 67 ~ 72.

Chaddock, J. B. and Noerager, J. A., 1966, "Evaporation of R - 12 in Horizontal Tube With Constant Heat Flux", ASHRAE Trans., Vol. 72, Part I, pp. 99 ~ 103.

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.

Choi, T. Y., 1997, "Evaporation Process Heat Transfer of HFC Refrigerants in a Horizontal Smooth Tube", A Master's thesis, Seoul National 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.

Dhar, P. L., Dembi, N. J., Arora, C. P., 1979, "A New Correlation of Heat Transfer Data Obtained with Nucleate Boiling of Refrigerants in a Horizontal Tube", Lett. Heat Mass Transfer, Vol. 6, pp. 171 ~ 177.

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.

Hewitt, G. F., Shires, G. L. and Bott, T. R., 1994, "Process Heat Transfer", CRC Press.

Hwang, Y. W., 1999, "An Experimental Study of Evaporative Heat Transfer in a Small Diameter Tube", A Master's Degree Thesis. Seoul National University.

Hwang. Y. W., Yoon. S. H., Kim. M. S., 1999, A study of the characteristics of evaporative heat transfer for R - 143a in a small diameter tube, Proceedings of the KSME, Spring, pp. 572 - 575.

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.

Kim, J. M. and Bang, K. H., 2000, An Experimental study on Evaporation heat transfer of R - 22 in small square tubes, Proceedings of the SAREK, Summer, pp 72 ~ 77.

Kim, J. M., 2001, An experimental study on the evaporation heat transfer of R - 22 in small tubes, M. S. Thesis, Korea Maritime University.

Kim, J. S., 1998, "Development of small - diameter - tube *heat exchangers*", Proceedings of *The 2nd High Performance Flexible Heat Exchanger workshop, Korea*, pp. 1 ~ 10.

Kim, J. S. et al., 1999, "*Characteristics of Heat Transfer and Pressure Drop of R - 22 Inside an Evaporating Tube with Small Diameter helical Coil*", Transactions of the *KSME*, Vol. 24, No. 5, pp. 699~708.

Kim, K. Y., 2000, "*A Study on the Evaporation Heat Transfer of R - 22 in Small - hydraulic - diameter Tubes*", A Master's thesis, Korea Maritime University.

Kim, M. H., Shin, J. S. and Bullard, C. W., 2000, "*Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics during R22 Evaporation oval Micro - Fin Tube*", Proceedings of the *4th JSME - KSME Thermal Engineering Conference*. pp. 2 - 391 ~ 2 - 396.

Kim, M. S. et al., 1999 "*A Study of the Characteristics of Evaporative Heat Transfer for R - 134a in a Small Diameter tube*", Proceeding of the *KSME*, Spring, pp. 572 ~ 575.

Kim, N. H. et al., 1998, "*An Experimental Study on Laminar Heat Transfer in Flat Aluminum Extruded Tubes with Small Hydraulic Diameter*", Proceeding of the *SAREK*, Winter, pp. 814 ~ 819.

Kuwahara, et al., K., Koyama, S. and Hashimoto, Y., 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 S. H. Black., 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.

Liu, X., 1997, "Condensing and Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of HFC - 134a and HCFC - 22 ", J. Heat Transfer, Vol. 119, pp. 158 ~ 163.

Park, K. S. et al., 2002, Flow Boiling Heat Transfer in Small Hydraulic Diameter Tubes, M. S. Thesis, Korea Maritime University

Peng, X. F., HU, H. Y. and Wang, B. X., 1998, "Boiling nucleation during liquid flow in microchannels", Int. J. Heat Transfer, Vol. 41, No. 1, pp. 101 ~ 106.

Pierre, B., 1964, "Flow resistance with boiling refrigerants", ASHRAE J. Vol 6. pp. 58 ~ 65.

Ravigururajan, T. S. and Bergles, A. E., 1994, "Visualization of Flow Phenomena Near Enhanced Surfaces", Transactions of the ASME, Vol. 116, pp. 54 ~ 57.

S. G. Kandlikar, 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

Schrock, V. E. and L. M. Grossman, 1962, Nuclear Sci. Eng., 12, 74 ~ 81.

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.

Sin, J. Y., 1996, Convective boiling heat transfer of pure refrigerants and refrigerent mixtures, Ph.D Thesis, Seoul National University.

Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1982, "Refrigeration & Air Conditioning", McGraw-Hill, Second Edition.

Takamatsu, H., Momoki, S. and Fujii, T., 1993, "A correlation for forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants in a horizontal smooth tube", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, No. 13, pp. 3351 ~ 3360.

Tran, T. N., 1996, "Small Circular and Rectangular Channel Boiling with Two Refrigerants", *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 22, No. 3, pp. 485 ~ 498.

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.

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.

Yang, C. Y. and Webb, R. L., 1996, "Condensation of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 791 ~ 800.

Yang, C. Y. and Webb, R. L., 1996, "Friction pressure drop of R - 12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, pp. 801 ~ 809.

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.