工學碩士 學位論文

세관에서의 R-22 증발열전달에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on the Evaporation Heat Transfer of R-22 in Small Tubes

지도교수　방　광　현

2001년　2월

한국해양대학교　대학원

냉동공조공학과

김　진　만

본 논문을 김진만의 공학석사 학위논문으로 인준함.

위원장 윤상국 (인)

위 원 정형호 (인)

위 원 방광현 (인)

2000年 12月 13日

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

김진만

An Experimental Study on the Evaporation Heat Transfer of R-22 in Small Tubes

Jin-Man Kim

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

Abstract

The evaporating heat transfer of R-22 in small tubes has been experimentally studied. The tubes in present work are single square tube and single round tube. The hydraulic diameter of the tubes is 1.67 mm. The experimental apparatus consists of a refrigerant pump, a condenser and a receiver, the small-tube test section, a subcooler of liquid refrigerant, a preheater for control of refrigerant quality at the inlet of test section. The heat flux is generated by heating wire wound on the outer wall of the test section. A set of five thermocouples are embedded at the wall of the test section to measure the wall temperature at five locations. The refrigerant flow rate is measured using a high-pressure rotameter. The pressure drop across the test section is measured using a differential pressure transducer.

For refrigerant mass flux of 384 kg/m^{2}s and 570 kg/m^{2}s, the inlet qualities are varied from 0.0 to 0.8 and the wall heat fluxes are varied from 4 kW/m^2 to 10 kW/m^2. The measured evaporating heat transfer coefficients in the small tubes are 620 4760 W/m^2K, which are lower than those observed in the typical large-diameter circular tubes. The evaporating heat transfer coefficient in the square tube shows lower heat transfer coefficient than the round tube. The pressure drop increases with increasing quality.

목 차

사 용 기 호

Alphabet

A_c	**단면적** [m^2]
b	**높이** [m]
C_p	**정압비열** [J/kg・K]
D	**직경** [m]
D_h	**수력학적 직경** [m]
G	**질량속도** [kg/m^{2}s]
h	**엔탈피** [J/kg] **열전달계수** [W/m^{2}K]
h_{fg}	**증발 잠열** [J/kg]
k	**열전도도** [W/mK]
L	**시험부의 유효 가열 길이** [m]
$\dot{m}$	**질량유량** [kg/s]
P_i	**내부 접수길이** [m]
Q	**전열량** [W]
q''	**열유속** [kW/m^2]
w	**폭** [m]
x	**건도**

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(Pa・s)

무차원수

Bo	**비등수** [$\frac{q''}{G\times h_{fg}}$]
Co	**대류수** [$\left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8}\left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0.5}$]
Fr	**프루드수** [$\frac{G^2}{\rho_f^2 gD}$]
Pr	**프란틀수** [$\frac{c_p\,\mu}{k}$]
Re	**레이놀즈수** [$\frac{GD}{\mu}$]
X_{tt}	**난류-난류 마티넬리 파라메타** [$X_{tt}=\left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9}\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5}\left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1}$]

표 목 차

그 림 목 차

제 1 장　서 론

21세기에는 오존층파괴 및 지구온난화와 같은 환경 에너지 절약 문제가 산업 전 분야에 걸쳐 주요 연구과제로 대두되고 있다. 이에 따라 냉동공조분야에서도 에너지 절약을 위해 기존에 사용되고 있는 냉동시스템의 소형화, 경량화를 위한 연구가 활발히 진행되고 있다. 냉동시스템의 소형화, 경량화는 각 요소기기인 압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브가 모두가 종합적으로 연구되어져야 하며, 이를 위해 다양한 방법으로 연구가 진행되고 있다. 특히, 이 요소기기들 중에서 냉동·공조의 목적인 저온을 생성하는 열교환기인 증발기는 냉각능력에 미치는 영향이 크기 때문에 성능향상이 시스템 전체의 고성능화 및 소형화에 기여하는 비중이 매우 크다고 볼 수 있다. 따라서 새로운 설계기술 및 고성능 열교환기의 개발에 대한 연구가 절실히 요구되고 있다.

고성능 열교환기의 개발에는 기체측의 열전달 성능을 향상시키기 위한 연구(Lee, J. H., 1996; Yun, J. Y., 1996)가 많이 진행되어 왔으며, 관내측의 열전달 성능을 향상시키기 위한 연구도 활발히 진행되고 있다. 관내측의 열전달 성능을 향상시키기 위하여 관의 표면을 거칠게 하거나 딤플(dimple), 리브(rib), 내부에 여러 가지 형상의 인써트(insert)를 삽입함으로써 전열 면적을 증가시키는 동시에 난류를 촉진하는 방법이 있다. 이를 위해 고성능 열교환기 개발에 대한 연구가 절실히 요구되고 있는 실정이다. 이에 따라 공조장치용 증발기에 수력직경이 5 mm 이하인 평판다관이나 다련분지관을 사용하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있다. 평판다관은 기존 단순형 관에 비해 동일한 전열특성을 유지하면서 관의 크기를 줄일 수 있고, 공기 측 유동저항을 줄이는 동시에 관 후방의 전열 성능을 개선하였다. 또한, 핀(fin)과 관을 브레이징(brazing)하여 접촉저항을 줄이는 동시에 공정자동화도 가능케 하고 있다. 현재 전자장치의 냉각, 자동차용 응축기 등에 널리 사용되고 있고, 가정용 공조기에 적용하려는 시

도가 있다. 평판다관이나 다련분지관을 증발기에 사용할 경우 장치 내 냉매 봉입량을 감소시킬 수 있는 점 외에도 열교환기의 소형·경량화가 가능하다. 특히 열교환기의 체적은 줄어드는 반면 상대적으로 열교환 면적이 늘어나므로 단위 체적당 용량을 향상시킬 수 있다. 그러나, 열전달 성능의 향상에도 불구하고 압력손실이 큰 폭으로 증가하고, 각 지관에서의 불균등한 냉매 유량과 그에 따른 불균등한 증발량으로 인하여 아직 증발기에 사용되고 있는 예는 극히 드물다. 더욱이, 수력 직경이 5 mm 이하의 미소 채널 혹은 세관에 대한 증발열전달 및 유동특성에 대한 연구는 거의 없는 실정이다.

본 연구의 목적은 평판다관을 구성하고 있는 사각 세관과 내경이 같은 원형세관 내에서의 증발열전달 특성과, 세관내에서의 유동특성을 비교·고찰함으로써 향후 증발기에 응용할 수 있는 기초적 토대를 마련함과 동시에 냉방시스템의 성능향상에 기여하고자 한다. 따라서 증발실험장치를 제작하여 질량속도, 열유속, 건도를 변화 시켜가면서 세관에서의 증발열전달계수의 변화를 측정하였다. 본 실험에서 사용한 세관의 수력직경은 사각관 및 원형관 모두 1.67 mm이다.

본 논문은 제2장에서 증발열전달에 관한 종래의 연구상황과 세관에 관한 실험적 연구결과들을 요약하여 기술하였으며, 제3장에서는 실험장치의 제작 및 실험방법, 데이터 처리 과정을 기술하였고, 제4장에서는 실험결과 및 이에 관한 고찰을 기술하였으며, 제5장에 결론을 서술하였다.

제 2 장　선행연구 고찰

2.1 서 론

지난 수 십 년 간의 연구를 통하여 수평 혹은 수직 원관내의 증발열전달 과정에 대한 연구가 진행되어 많은 연구자료들이 제시되었다. 이를 통하여 상변화 열전달 과정에 대한 물리적기구들이 해석되었으며, 증발기나 응축기의 설계를 위한 국소 상변화 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 미소채널 및 세관에 관한 연구도 진행되고 있다.

Wambsganss(1993), Kim, J. S.(1998), Kim, M. S. et al.,(1999), Kim, K.Y.(2000) 등은 세관과 미소 채널에 관한 증발열전달 실험을 통하여 기존의 상관식들과 비교하였고, 그 결과 많은 차이가 생긴다고 보고하고 있다. 이렇게 차이가 생기는 원인을 관경이 작아짐으로써 액막 두께가 매우 얇은 환상류로의 천이가 더욱 빨라져 온도경계층 두께가 감소하기 때문이라고 추측을 하고 있다. 하지만 아직 세관에 관한 증발열전달에 관한 연구가 미흡하고 정확한 유동양상을 관찰한 사례가 없기 때문에 좀 더 많은 연구가 진행되어져야 한다.

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

2.2 증발열전달에 관한 연구

2.2.1 열전달계수와 상관관계식

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 분자유속(molecular flux)의 불균형으로 기술된다. 또한, 상변화는 액상 내부에서 혹은 가열면상에서 증기기포의 생성 및 성장에 의한 증발과정으로 진행되며 이를 비등현상이라고 한다. 그러므로 비등열전달은 액체에서 증기로의 상변화시에 물질전달과 함께 수반되는 열전달 과정으로 정의된다. 관내에서의 비등열전달은 액상과 기상이 함께 공존하므로 그 현상이 매우 복잡하다. 일단, 비등이 시작되면 핵비등과 액상의 강제대류과정이 주된 열전달 기구로 작용한다. 일반적으로 가열관 벽상에 많은 활성핵 영역이 있으며, 낮은 건도 영역에서 기상의 기공율도 상대적으로 낮으므로 핵비등 기구가 강제대류효과보다 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. 수직상향류의 경우 핵비등 시작점에서의 기포류(bubbly flow)는 슬러그류(slug flow), 처언류(churn flow), 그리고 환상류(annular flow)로 급속히 발전한다. 기상과 액상간에 큰 밀도차가 있을 때 기포류로부터 환상류로의 천이구간에서 난류 처언 유동이 짧은 유로구간에서 발생할 수도 있다. 환상류의 유동양식이 발달하면 가열관 벽으로부터 액체막을 통한 대류열전달 과정에 의해 액체막의 증발 과정이 진행된다. 이에 따라 액체

막의 두께는 감소하여 열저항이 감소하므로 이 기구의 효율성은 더욱 증가한다.

균일 열유속의 경우 환상액막의 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 푸울 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, 푸울 핵비등에 대한 실험적 상관 관계식은 유동 핵비등의 경우에 대하여 적절히 수정, 적용될 수 있다.

환상류에서 액막의 레이놀즈수는 동일유량의 액상이 관내를 채우고 흐르는 경우의 레이놀즈수와 같으므로 액막을 통한 대류열전달계수의 동일유량의 액상유동 열전달계수에 대한 비는 유동의 등가직경의 비에 반비례한다. 그러므로 액막의 두께가 관직경에 비해 상대적으로 얇을 때

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

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

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

그러나 2상 유동의 강제대류 열전달 과정에서 액상과 기상의 점도비의

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

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

환상류의 액막체적내에서 발생할 수도 있는 유동핵비등 과정은 푸울 핵비등의 경우와 비교하여 유효 벽면과열도가 감소하므로 2상 유동의 건도가 높을수록 그 열전달은 억제된다. 기본적으로 핵비등 열전달율에 대한 열유속의 영향이 무차원수인 식 (2.4)의 비등수에 의해 대변될 수 있다.

$$Bo = \frac{q''}{G \times h_{fg}} \tag{2.4}$$

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

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

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 핵성장과정의 열전달계수의 합으

로 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 순수히 실험적인 상관관계식으로 볼 수 있으며, 유형 3)의 상관관계식은 총열전달률이 강제대류에 의한 부분과 핵생성과 성장에 따른 열전달률의 합으로 구성된다는 물리적 모델에 기초하여 개발되었다.

2.2.2 실험연구

증발에 관한 연구는 많이 진행되어 왔으나, 주로 내경이 5 mm 이상의 다소 큰 원형관에 관련된 것이 주류를 이루고 있고, 최근에 들어서 5 mm 이하의 세관에 관한 연구가 진행되고 있다. 특히, 원형의 세관에 관한 연구가 수행되어지고 있을뿐 평판다관을 구성하고 있는 사각형상을 갖는 세관에 관한 연구는 찾아 볼 수가 없었다. 그리고 대부분의 결과가 서로 상이한 값을 나타내고 있기 때문에 세관에 관한 연구는 좀 더 자세히 고찰할 필요성이 있다.

큰 직경에서의 증발열전달

Ashley 등은 1941년 증발하는 R-12를 이용하여 동관의 직경과 길이에 따른 열전달계수를 구하고, 관의 직경과 길이에 따라서 열전달계수가 크게 변함을 알아냈다.

Bryan 등은 1951년 R-12를 이용하여 난류 형성이 열전달계수와 압력강하에 매우 중요한 인자임을 밝혀 냈다.

Schrock & Grossman은 1962년 관에서 강제대류비등이 일어날 때 열유속, 질량유량, 출구건도, 압력을 적절하게 변화시켜 가면서 국소 열전달계수와 압력구배를 측정하였다. 열전달계수는 두가지의 무차원 변수로 표현하였는데 Lockhart-Martinelli 변수(Martinelli parameter), X_{tt}와 비등수(Boiling number), Bo 로 나타내었다. 비등수가 클 경우에는 핵비등이 현저하게 나타났고, 열전달계수가 마티넬리 변수에는 크게 영향을 받지 않음을 알아내었다.

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 Fr수를 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 영향을 미치는 영향을 잘 예측하고 있다. 또한 증발이 진행되어 열유속의 영향이 사라지고, 증발 열전달 특성이 질량유속 및 건도에 의존하는 특성도 잘 반영하고 있다. 이 상관식은 많은 실험 자료들을 분석하여 그래프화된 설계자료를 만들고, 이후 이 그래프를 식으로 나타낸 것이 때문에 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/m^2, 질량속도는 14 346 kg/m^2s 정도였다. Shah는 이를 포함하여 18 연구자의 800점의 실험결과들을 활용하였는데 R-22 인 경우 오차에 대한 평균 분산이 4.1 25.3% 정도로 나타났다.

Gungor & Winterton(1987)과 Kandlikar(1990)는 기존의 열전달 계수식의 기본 형태는 인정하면서 새로운 수정인자를 도입함으로서 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 열전달 계수의 건도에 따른 변화 정도가 대체로 완만하게 나타나고 있고, 건도가 어느 정도 높아져도 열유속에 대한 영향이 계속 나타난다.

Kandlikar(1990)는 광범위한 실험 자료를 근거로 보다 통계적인 방법으로 접근하였고, Shah(1976)의 경우와 같이 강제대류 열전달계수를 구하는 데 대류수와 증발수의 함수로 보았다. 또한 증발수에서는 각 냉매에 맞추어 수정계수를 달리하였다. 수평관에 대해서는 중력의 영향을 고려하여 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 24 명의 연구자들의 5246점의 실험자료를 활용하여 수직 및 수평유동에 대한 상관식을 얻었고, 이를 Shah(1982), Gungor & Winterton(1987), Chen(1966), Bjorge, Hall and Rohsenow 등(1982)의 상관식과 비교하였으며, R-22에 대해서는 오차의 평균 분산이 16% 정도임을 보였다.

Shin, J. Y.(1995)은 내경 7.7 mm인 원형관을 이용하여 R-22를 비롯한 R-32, R-134a, R-290, R-600a에 대하여 열유속을 10 30 kW/m^2, 질량유

속을 265 742 kg/m^{2}s로 바꾸면서 실험을 수행하였다. 실험 결과를 각각 기존의 상관식과 비교하였는데 그중에서 Chen의 상관식과 잘 일치하는 것을 보였다.

이상과 같이 선행된 연구내용을 Table 2.1에 요약하였으며, Table 2.2에 상관식들을 정리하였다. Fig. 2.2는 R-22, 증발압력 584 kPa, 질량속도 200 kg/m^{2}s, 열유속은 20 kW/m^2 일 때 직경 1.6 mm의 경우로 상관식이 예측하는 열전달계수가 나타나 있다. Kandlikar(1990)와 Schrock의 상관식은 비슷한 경향을 나타내지만, 건도가 증가함에 따라 열전달계수가 감소함을 보인다. 이는 앞에서 언급한 바와 같이 Kandlikar(1990)의 경우 핵비등항과 대류비등항 중 큰 값으로 이상유동 열전달 계수를 결정하므로 초기의 핵비등의 영향이 감소함에 따라 점차 감소하는 형태를 가지는 것으로 판단된다. 이러한 경향과는 반대로 Shah(1982)의 상관식은 건도가 증가함에 따라 증가하다가 어느 건도 이후에는 감소함을 보여주고 있다. 이는 동일 질량유속 조건에서도 저건도 지역에서 핵비등이 활발하게 이루어지고, 증발이 진행될수록 열유속의 영향이 사라지고 질량유속 및 건도에 의존하는 특성 때문인 것으로 판단된다. Gungor(1987)의 상관식은 건도 변화에 대한 열전달계수의 변화를 작게 예측하고 있는데 여기서는 핵비등에 의한 영향을 제외한 대류비등항 만을 사용하여 증발 초기의 값을 제대로 예측하지 못하고 있고, 건도가 어느 정도 증가하여도 열유속에 대한 영향을 계속 받기 때문인 것으로 예측된다.

세관에서의 증발열전달

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 미소직경관 유동에서 열전달계수는 열유속의 영향을 많이 받으며, 건도에 따라서는 거의 변하지 않음을 보였

다. 그의 실험조건은 열유속 8.8 90.75 kW/m^2, 질량속도 50 300 kg/m^{2}s, 건도 0 0.9 정도였다. 또한, 일정 열유속을 주기 위해서 시험부에 직접 전류를 보내는 방법으로 직접가열방식을 택하였고, 시험부는 저항이 다소 높은 스테인레스 스틸관을 사용하였다. 그는 실험 과정 중 비등수가 높게 나타났는데, 이는 세관에서의 높은 압력강하를 피하기 위하여 높은 열유속과 낮은 질량속도의 조합으로 인한 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 사용하는데는 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.

Kim, J. S.(1998)는 R-22를 사용하여 내경 3.53 mm, 1.76 mm, 1 mm인 원형 수평관에 대하여 질량속도 100 kg/m^{2}s, 150 kg/m^{2}s, 200 kg/m^{2}s, 300 kg/m^{2}s, 400 kg/m^{2}s, 열유속 5 kW/m^2, 10 kW/m^2, 건도 0.1 1.0의 변화에 따른 국소 열전달계수의 변화를 실험적으로 고찰하였다. 실험장치는 기본 냉동사이클로 구성되어 있으며, 시험부에서 나온 냉매를 가시화부에서 유동양상을 관찰할 수 있게 하였다. 시험부의 총길이를 500 mm로 하였고, 균일한 열유속을 주기위하여 일정열유속 조건을 선택하였다. 냉매의 건도는 예열기에 공급되는 전기 입열량으로 조절하였다. 특히, 실험조건을 가정용 에어컨에서의 적용범위를 기준으로 하였다. 이는 최근에 세관 형태의 다채널 튜브 등을 가정용 공조기에 사용하려고 시도하는 경향을 반영한 것으로 보여진다. 단상류 실험에서 측정된 열전달계수를 관내 난류유동에 대한 액단상 열전달 상관식으로 잘 알려진 Dittus-Boelter 식, 높은 정확도를 가지며 작은 Re 수 범위에서도 적용 가능한 Gnielinski 식

과 비교하였다. 이에 대한 그림이 Fig. 2.1에 나타나 있다. Fig. 2.1에서 볼 수 있듯이 Re>2300 이상의 범위에서 1.76 mm, 1 mm의 실험값들이 예측된 값보다 2 3배정도 낮게 나타나는 것을 알 수 있다. 따라서 이러한 실험결과를 고려해 볼 때 세관 형태의 전열특성은 일반적으로 직경이 큰 경우와는 상당한 차이가 있으리라 생각되어진다. Kim, J. S.(1998)는 이를 바탕으로 Dittus-Boelter 식의 상수를 수정하여 내경 1 1.76 mm, 원형 수평관에 대한 열전달 상관식을 제안하였다. 또한, 관경 3.53 mm에 대해서 질량속도 100 kg/m^{2}s, 150 kg/m^{2}s, 200 kg/m^{2}s에서의 평균 열전달계수에 미치는 열유속 5 kW/m^2, 10 kW/m^{2}의 영향을 관찰하고, 열유속 및 질량속도가 증가함에 따라 평균 열전달계수의 증가 경향이 뚜렷하게 나타남을 확인하였다. 이로부터 실험의 대부분이 핵비등에 의한 영향보다는 강제 대류비등의 영향을 더욱 많이 받는다는 것을 예측할 수 있으며, 관경이 작아질 경우, 흐름이 환상류가 지배적이며, 이것으로 인하여 관 내벽에서의 액막 두께가 매우 얇아져 열전달 계수가 주로 액막 속도에 지배될 것임을 보고하고 있다. Fig. 2.3와 Fig. 2.4는 관경의 변화에 따른 열전달 계수의 변화를 나타낸 것으로 관경이 작은 열전달 계수가 더 높게 나타남을 확인할 수 있다. 따라서 Kim, J. S.(1998)는 이러한 실험을 배경으로 Lockhart-Martinelli 파라미터의 함수로써 세관에서의 증발열전달계수를 25% 이내로 예측할 수 있는 상관식을 구하였다. Fig. 2.2에서 보면 Kim, J. S.의 상관식이 예측한 열전달계수가 기존의 상관식들이 예측한 열전달계수보다 낮은 것을 볼 수 있다. 이는 단상열전달계수를 예측하는 상관식에서 기존의 상관식들이 주로 Dittus-Boeltor 식을 사용한 반면에 본인의 실험을 통해 제안한 상관식을 사용하여 낮게 예측된 것으로 보여진다.

Yan & Lin(1998)은 내경이 2.0 mm인 수평 원관에서의 증발열전달 계수와 압력강하를 R-134a를 사용하여 측정하였다. 그리고 실험을 통해 측정되어진 값들을 수력 직경이 8.0 mm 이상의 관들과 비교하여 제시하였

고, 열유속과 건도가 높은 경우를 제외하고는 잘 일치하는 것으로 보고되었다.

Kim, M. S. et al.,(1999)는 R-134a와 내경 2.2 mm인 스테인레스 스틸관을 사용하여 증발열전달 특성을 고찰하고, 실험 데이타를 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 질량유속 380 kg/m^{2}s, 470 kg/m^{2}s, 570 kg/m^{2}s와 열유속 19 kW/m^2, 36 kW/m^2, 46 kW/m^2, 64 kW/m^{2}을 사용하였다. Fig. 2.5는 열유속이 19 kW/m^2 일 때 질량유속에 따른 열전달계수의 경향을 나타낸 것으로, 증발이 진행됨에 따라서 각각의 질량유속에 대해서 열전달계수가 모두 증가함을 보여준다. 이는 Kim, J. S.(1998)가 제시한 실험결과인 Fig. 2.4와 유사한 경향을 나타내며, Fig. 2.3인 큰 직경관과는 다소 차이가 있음을 확인할 수 있다.

이러한 이유를 Kim, M. S. et al.,(1999)은 직경이 큰 관에서는 증발초기에 핵비등의 영향으로 큰 값을 가지다가 건도가 증가하면 대류비등의 영향이 지배적인데 반해서, 세관에서는 증발초기 영역에서의 열전달 경향은 관내부에서 미소한 관 직경으로 인하여 기포가 더 이상 성장하지 못하고 관내부에 한정되어 관내부 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 것을 보고하고 있다. 이는 Wambsganss(1993)가 보고한 내용과 일치하며, 그 결과를 Fig. 2.6과 Fig. 2.7에 나타내었다.

Fig. 2.8은 실험에 의한 결과와 Gungor & Winterton(1987)이 제시한 상관식과의 비교를 나타내고 있고, 실험결과가 예측한 값보다 50% 이상 높게 예측이 되었는데, 이는 세관에서의 열전달계수는 큰 직경관을 기준으

로 해서 만들어진 기존의 상관식과는 많은 차이가 있음을 알 수 있다.

Kim, K. Y.(2000)은 수력직경이 1.6 mm인 9개의 사각관으로 구성되 알루미늄 평판다관을 이용하여 증발열전달 계수를 측정하였다. 작동유체는 R-22를 사용하여 건도 0.1 0.9의 범위에서, 열유속을 2 kW/m^2, 4 kW/m^2일 때 질량유속을 184 kg/m^2s, 378 kg/m^2s 로 변화시키며 증발열전달 계수를 측정하였다. 특히 가시화를 통하여 세관에서의 유동현상이 슬러그류인 것을 보였다. Fig. 2.9는 실험에 의한 결과를 나타낸 것으로 Kim, M. S. et al.,(1999)과 wambsgass(1993) 등의 실험 결과와 비교하여 현저히 낮은 열전달 계수 값을 나타내고 있다.

Kuwahara et al.(2000)는 stainless steel 관, 내경 2.0 mm와 0.8 mm의 모세관을 사용하여 각각의 경우에 대하여 질량유속을 100 600 kg/m^2s, 열유속을 1.16 46.8 kW/m^2으로 변화시키며 그 때의 증발열전달 계수를 측정하였다. R-134a를 사용하였고 압력은 920 kPa로 일정하게 유지하였다. 가시와 tube를 통하여 유동양상을 관찰하였다. Yu등의 상관식과 비교하였고, 그 결과들을 Baker's Flow Pattern Map을 사용하여 Fig. 2.10에 나타내었다.

2.3 요약

최근에 들어서는 이러한 연구들을 바탕으로 고성능 열교환기의 기본이 되는 평판다관 및 세관의 연구가 점차 확대되고 있다는 것을 알 수 있다. 세관에서의 증발열전달 특성은 일반적인 경우의 해석을 수정 및 확장한 것이 대부분이고, 표면장력의 우세함으로 인한 유동양상은 균등한 엷은 막을 가진 환상류가 지배적이며, 특히, 2상류 과정에서 기상 속도가 보다 더 빨라짐으로 인하여 열전달 향상이 나타난다고 보고되어 있다. 하지만, 평판다관 및 세관에 관한 자료들은 아직 검증이 되지 않은 상태이고, 선행된 연구결과들은 주로 원형 수평관 및 원형 수직관에 국한되어있고, 기

존의 증발열전달 상관식들도 같은 조건에 대하여 예측한 값이 많은 차이를 나타내고 있다. 특히, 본 연구에 사용되어질 알루미늄 평판다관은 사각형상을 갖는 미소채널들이 여러 개 모여 이루어져 있으므로 원형관과는 또 다른 전열 특성을 보일 수도 있다.

이와 같이 선행연구고찰을 통하여 본 증발열전달은 주로 원형관에 국한되어 있고, 직경이 큰 관과 세관의 전열특성이 많은 차이가 있다고 판단된다.

Table 2.1 Previous work on boiling heat transfer

Author	Working fluids	Remarks
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 실험자료를 활용하여 R-22에서 16%의 오차 분산을 갖는 상관식 제시
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)	water, R-11,R-22,R-114 nitrogen, neon	24 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

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

Author	Working fluids	Remarks
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
Liu (1997)	R-22, R-134a	시험부 직경이 9.5 mm인 튜브 내 증발 및 응축시 열전달 특성 및 압력강하에 관한 연구를 실험적으로 수행하고 국소 열전달계수에 관한 상관관계식을 제시
Kim, J. S. (1998)	R-22	시험부 직경이 1-1.76 mm인 원형수평관에서의 증발열전달 특성에 관한 연구를 실험적으로 수행하고 상관식 제시
Yan.&Lin (1998)	R-134a	시험부 직경이 2.0 mm 인 원형세관에서의 증발열전달 특성과 유동 연구. 직경이 큰 관(8.0 mm)에서의 증발열전달 계수와 비교
Kim, M.S. et al(1999)	R-134a	시험부 직경 2.2 mm인 원형수평관에서의 증발열전달 특성 연구
Kim, K. Y. (2000)	R-22	시험부 직경 1.6 mm인 평판다관에서의 증발열전달 특성연구, 유동 가시화
Kuwahara et al. (2000)	R-134a	시험부 직경 2.0 mm와 0.8 mm의 모세관에서의 증발열전달 계수 측정. Yu의 상관식과 비교. FlowPattern Map 작성

Table 2.2 Heat transfer correlations as applicable to present study

Author	Correlation
Shah (1982)	$\Psi_S = \frac{h_{TP}}{h_l} = f(Co, Bo, Fr_{fo})$ For $N_S > 1.0$ $\Psi_{nb} = 230 Bo^{0.5}, \quad Bo > 0.3 \times 10^{-4}$ $\Psi_{nb} = 1 + 46 Bo^{0.5}, \quad Bo \leq 0.3 \times 10^{-4}$ $\Psi_{cb} = 1.8 N_S^{-0.8}$ Ψ_s is the larger of Ψ_{cb} and Ψ_{nb} For $0.1 < N_S \leq 1.0$ $\Psi_{bs} = F_s Bo^{0.5} \exp(2.74 N_s^{-0.1})$ $\Psi_{cb} = 1.8 N_S^{-0.8}$ Ψ_s is the larger of Ψ_{cb} and Ψ_{bs} For $N_S \leq 0.1$ $\Psi_{bs} = F_s Bo^{0.5} \exp(2.47 N_s^{-0.15})$ $\Psi_{cb} = 1.8 N_S^{-0.8}$ Ψ_s is the larger of Ψ_{cb} and Ψ_{bs} where, $N_s = Co$ for $Fr_{fo} \geq 0.04$ $N_s = 0.38 Fr_{fo}^{-0.3} Co$ for $Fr_{fo} < 0.04$ $F_s = 14.7$ for $Bo \geq 11 \times 10^{-4}$ $F_s = 15.43$ for $Bo < 11 \times 10^{-4}$ $C_0 = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0.5}$ $Bo = \frac{q''}{G h_{fg}} \quad Fr_{fo} = \frac{G^2}{\rho_f^2 g D}$ $h_l = 0.023 \left(\frac{k_l}{D}\right) Re_l^{0.8} \Pr_l^{0.4} \quad Re_l = \frac{G(1-x)D}{\mu_l}$

Table 2.2 (Cont.) Heat transfer correlations as applicable to present study

<table>
<tr><th>Author</th><th>Correlation</th></tr>
<tr><td>Gungor & Winterton (1987)</td><td>

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

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

$d = \frac{4\text{ flow area}}{\text{Heated perimeter}}$

</td></tr>
<tr><td>Kandlikar (1990)</td><td>

$h_{TP} = \left[C_1(Co)^{C_2}(25Fr_l)^{C_5} + C_3(Bo)^{C_4}F_{fl}\right]h_l$

where,

<table>
<tr><th>Constant</th><th>For $Co < 0.65$</th><th>For $Co > 0.65$</th></tr>
<tr><td>C1</td><td>1.136</td><td>0.6683</td></tr>
<tr><td>C2</td><td>-0.9</td><td>-0.2</td></tr>
<tr><td>C3</td><td>667.2</td><td>1058</td></tr>
<tr><td>C4</td><td>0.7</td><td>0.7</td></tr>
<tr><td>C5</td><td>0.3</td><td>0.3</td></tr>
</table>

$C_5 = 0$ for $Fr_l > 0.04$

$C_o = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8}\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5}$ $\qquad Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D}$

<table>
<tr><th>Fluid</th><th>F_{fl}</th><th>Fluid</th><th>F_{fl}</th></tr>
<tr><td>Water</td><td>1.00</td><td>R-113</td><td>1.30</td></tr>
<tr><td>R-11</td><td>1.30</td><td>R-114</td><td>1.24</td></tr>
<tr><td>R-12</td><td>1.50</td><td>R-152a</td><td>1.10</td></tr>
<tr><td>R-13B1</td><td>1.31</td><td>Nitrogen</td><td>4.70</td></tr>
<tr><td>R-22</td><td>2.20</td><td>Neon</td><td>3.50</td></tr>
</table>

</td></tr>
</table>

Table 2.2 (Cont.) Heat transfer correlations as applicable to present study

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

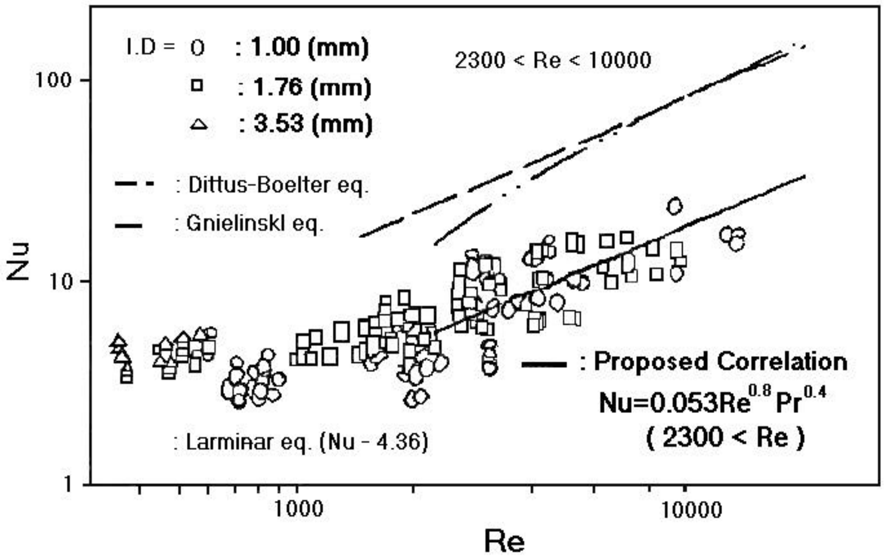

Fig. 2.1 Nusselt number vs. Reynolds number for water (Kim, J. S., 1998)

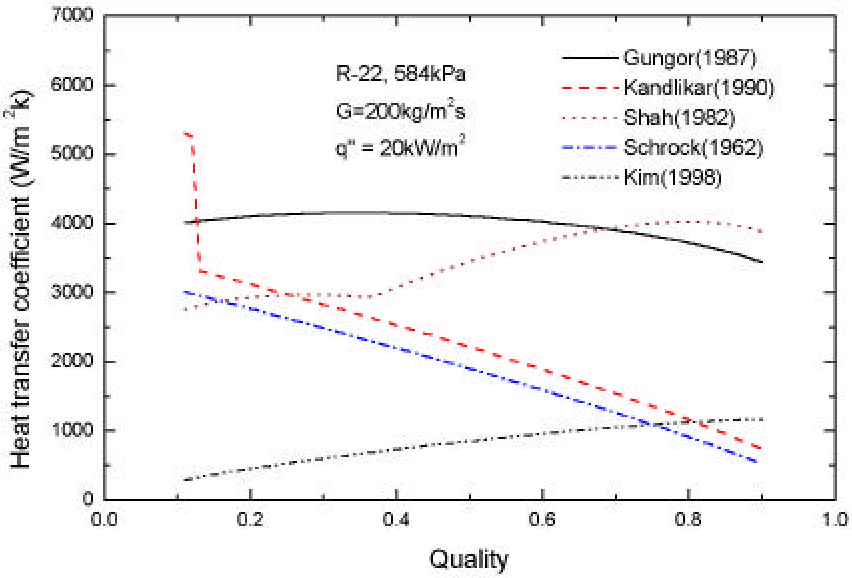

Fig. 2.2 Comparison of experimental data with the predictions of various correlations for heat transfer (ID = 1.6 mm)

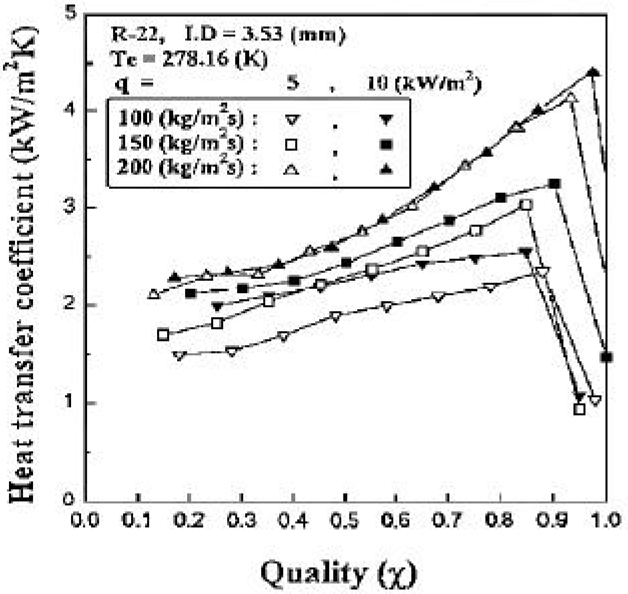

Fig. 2.3 Evaporating heat transfer coefficient vs. quality (inner dia. 3.53 mm) (Kim, J. S., 1998)

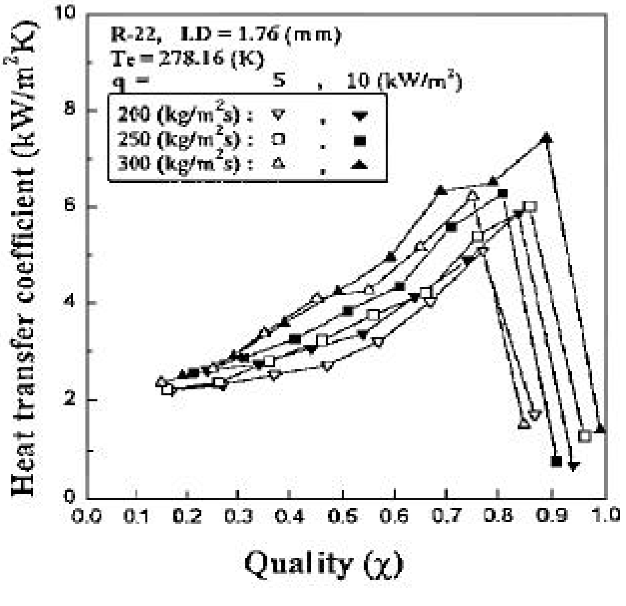

Fig. 2.4 Evaporating heat transfer coefficient vs. quality (inner dia. = 1.76 mm) (Kim, J. S., 1998)

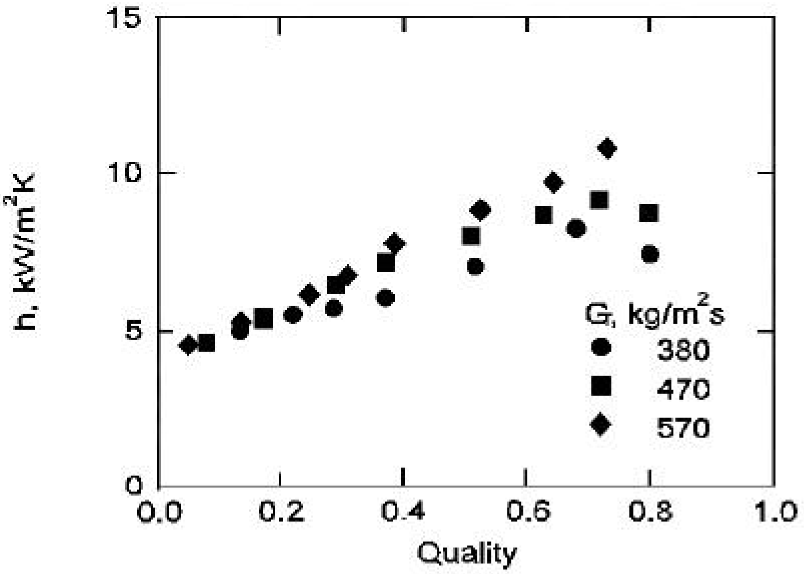

Fig. 2.5 Variation of heat transfer coefficient with respect to mass flux ($q'' = 19\ kW/m^2$)
(Kim, M. S. et al., 1999)

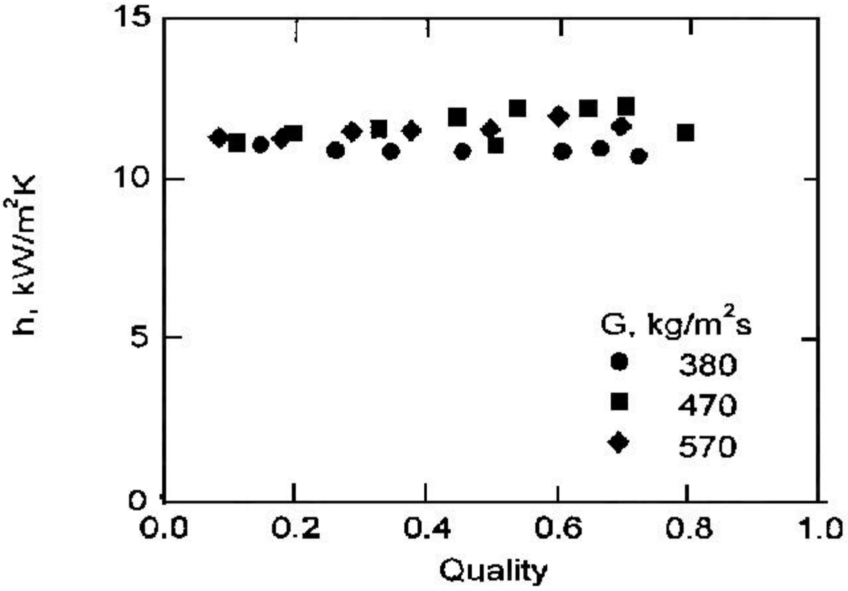

Fig. 2.6 Variation of heat transfer coefficient with respect to mass flux ($q'' = 64\ kW/m^2$) (Kim, M. S. et al., 1999)

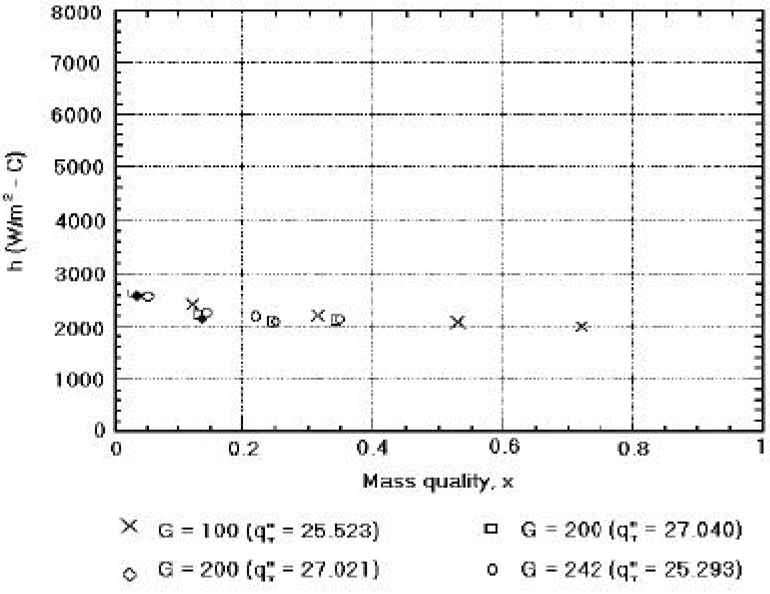

Fig. 2.7 Heat transfer coefficients at constant heat flux (Wambsganss, 1993)

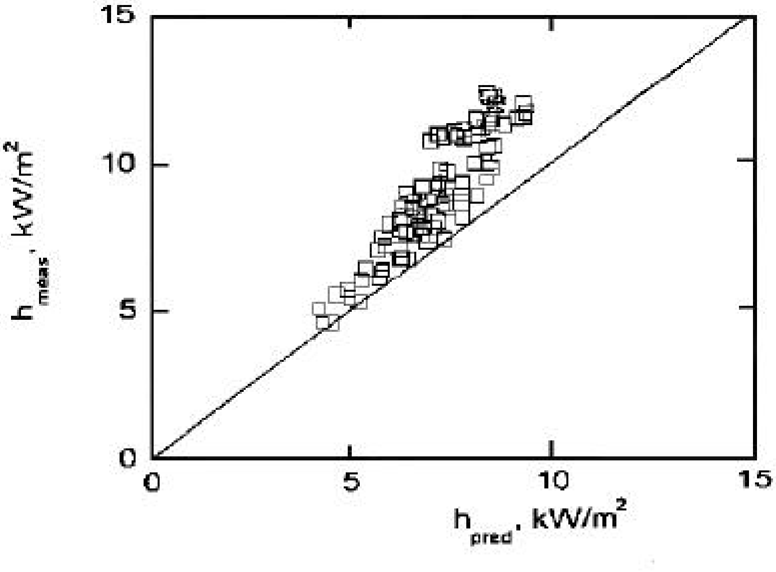

Fig. 2.8 Comparison of measured heat transfer coefficient with predictions by Gungor & Winterton correlation (1987)

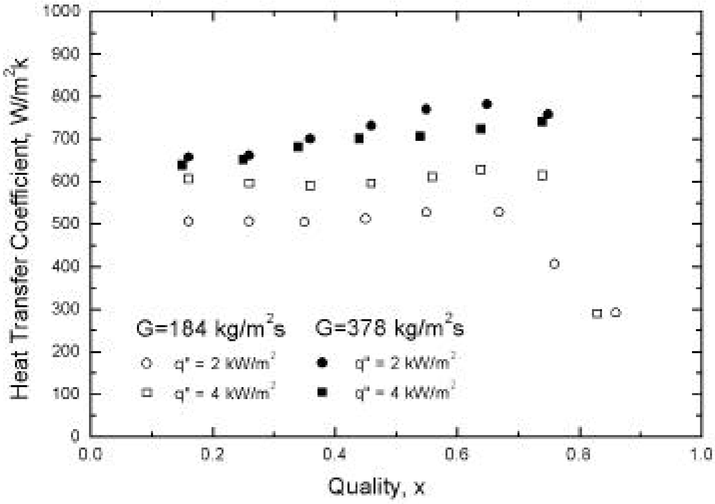

Fig. 2.9 Evaporation heat transfer coefficient vs. quality ($G=184\ kg/m^2s$, $378\ kg/m^2s$)

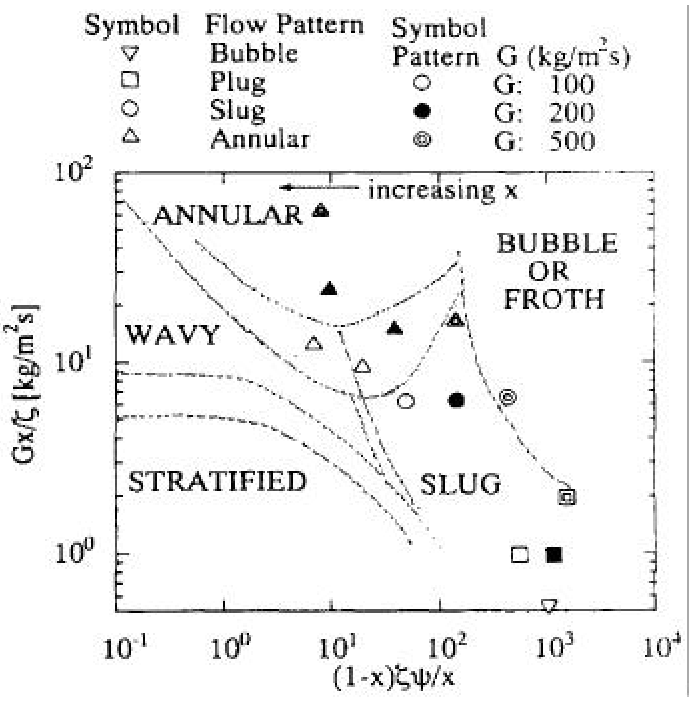

Fig. 2. 10 Modified Baker's Flow Pattern Map

(ID=2.0 mm)(Kuwahara et al., 2000)

제 3 장 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

증기 압축식 냉동기에서는 냉매가 팽창장치로부터 팽창하여 증발기 입구에서의 냉매는 2상 상태로 존재하게 된다. 냉동 및 공조기기의 증발기 설계를 위해서는 냉매의 유동증발 열전달 특성을 파악하는 것이 매우 중요하다. 그리고 최근에 들어서는 냉동기 및 공조기기의 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 세관에서의 유동증발 열전달 특성을 실험적으로 고찰하였다.

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. 냉동시스템과 연관되어 냉매의 성능을 비교하고자 할 때에는 2차 유체 가열방식이 많이 쓰이지만, 본 연구에서는 관을 직접 가열하는 방법을 사용하였다. 이 방법은 일정 열유속을 공급하는데 가장 적합하며, 실험조건의 변화가 비교적 용이하여 다양한 조건에서 유동증발열전달 특성을 파악할 수 있다는 장점이 있다.

실험장치의 개략적인 형태를 Fig. 3.1에 나타내었다. 실험장치는 냉매펌프, 질량유량계, 예열기(Preheater), 시험부(Test-section), 수액기(Liquid Receiver), 이중관식 열교환기(Double-pipe Heat Exchanger) 등의 냉매라인으로 구성되어 있다. 마그네틱 기어 펌프는 과냉상태의 냉매를 순환시키며, 질량유량계를 이용하여 냉매의 유량을 측정하였다. 질량유량계를 통

과한 냉매는 예열기를 거쳐 시험부로 들어가며, 시험부에서 증발과정을 거친 후 수액기로 들어간다. 수액기를 지난 냉매는 이중관식 열교환기를 지나면서 과냉상태의 액체로 되었다. 예열기는 냉매에 일정한 열량을 공급하도록 만들었으며, 가변전원 공급기를 사용하여 공급되는 열량을 변화시킬 수 있도록 만들었다. 이것은 예열기를 통하여 시험부 입구에서의 냉매의 건도를 조절하기 위함이다.

3.1.1 냉매회로

수액기에 저장되어 있는 액상태의 냉매는 마그네틱 기어펌프를 통해 순환된다. 이때 수액기는 3.5 ℃의 항온수조와 열 교환하며 시스템의 압력을 일정하게 유지시키는 역할을 한다. 마그네틱 펌프를 지난 냉매는 -5 ℃의 항온조를 거치며 소량의 과냉각도를 유지한 상태로 유량계로 유입된다. 이후 유량계에서 체적유량이 측정된 후, 예열기로 유입되는데, 유량계는 Omega사의 고압용 로타메타(rotameter)로 물과 그 외의 여러 가지 유체를 측정할 수 있고, 각각의 유체에 대하여 보정차트를 사용하여 유량을 보정하게 된다. 과냉각된 냉매는 예열기(preheater)를 거치며 일정한 건도로 조절되어 시험부로 유입되며, 온도 및 압력이 측정된다. 시험부 내에서는 5개의 T-type 열전대에 의하여 세관의 5지점의 벽면온도가 측정되어지며 시험부를 나온 냉매는 출구에서의 온도를 측정 후 냉매의 상태를 확인하기 위해 설치된 사이트 글라스(Sight glass)를 지나 이중관식 열교환기 형태의 응축기(condenser)를 거치며 과냉되어 수액기로 들어간다.

3.1.2 예열기(Preheater)

예열기는 최대 0.5 kW의 용량을 가진 것으로 4.5 m의 1/4" 동관에 절연코팅이 된 열선을 각각 8 m (6 Ω/m) 씩 2개를 감은 후 병렬로 연결하였다. 또한, 히터의 열이 외부로 빠져나가는 것을 방지하기 위하여 테프론 테잎, 유리섬유 및 단열재를 사용하여 충분히 단열하였다. 예열기에 들어가는 전열량은 슬라이닥스(slidax)를 사용하여 전압을 조절하고, 파워미터로 전력량을 측정하여 열량을 조절할 수 있게 하였다. 예열기 끝부분과 시험부는 일정 거리를 두어 냉매가 안정된 상태에서 시험부로 유입되도록 하였다. 예열기의 벽면에는 K-type 열전대를 부착하여 온도 제어기로 일정 온도이상이 되면 전류가 차단되어 건도가 높은 조건일 경우 예열기가 파손되는 경우를 방지하였다.

3.1.3 시험부(Test section)

시험부는 각각 정사각과 원형의 Brass 관으로 수력직경이 1.67 mm, 두께 0.36 mm 이며, 시험부내 온도측정은 5개의 T-type 열전대에 의하여 벽면 온도가 측정되어진다. 세관의 상세도를 Fig. 3.2에, 사진은 Fig. 3.3, 그리고 사양은 Table 3.1에 나타내었다. 시험부의 열전대의 위치는 Fig 3.4에 나타내었다. 시험부의 유효길이는 300 mm이고, 열전대는 양단에서 50 mm를 띄우고 나머지 부분은 50 mm 간격으로 총 5개의 열전대를 부착하였다.

전체 시험부의 사진을 Fig. 3.5에, 시험부의 개략도를 Fig. 3.6에 나타내었다. 시험부 양 끝단으로부터 열손실을 최소화하기 위하여 초고분자 폴리에칠렌을 사용하여 슬릿을 가공한 후, 시편 끝 부분에서 각각 3 mm 씩 시험부 슬릿에 삽입하여 에폭시와 폴리에칠렌 전용 접착제로 완전하게 접착을 시켰다. 또한, 시험부 입구와 출구부터 시험부와 같은 단면적을 갖는

슬릿으로 제작하여 연결하였고, 시험부 출구 측에는 사이트 글라스를 설치하여 시험부내의 세관에서의 냉매의 유동양상을 관찰할 수 있게 하였다.

균일한 열유속을 공급하기 위하여 시험부내 Brass 세관에 절연코팅이 되어진 직경 1 mm, 길이 1.8 m의 열선을 세관에 균일하게 감았다. 외부는 스티로폼 및 유리섬유등의 단열재를 사용하여 열손실이 없도록 충분히 단열을 하였다. 열유속의 제어는 직류전압 공급장치를 사용하였으며, 전류와 전압으로 전력량을 조절하게 된다.

압력차 측정은 시험부 입구와 출구에 압력탭을 설치하고, 차압계를 사용하여 측정하였는데, 최대 10000 mmAq까지 측정가능 한 YOKOKAWA 사의 Transmeter로 압력차를 전류량의 변화로서 표시하도록 하였다. 측정된 전류는 Signal Isolator를 거쳐 전압으로 변환되어 데이터 취득 장치에 전달된다.

3.1.4 데이터 취득장치

실험데이터 취득은 9개의 열전대 온도 데이터와 차압계에서 측정되어진 mA의 차압은 Signal Isolatord를 거처 전압으로 Data Acquisition에 기록하게 된다. 시험부에서 증발과정동안 시험부내 세관의 벽면온도 측정 및 입구의 냉매온도, 압력 등을 취득하기 위하여 Keithley사의 500A Data Acquisition system을 사용하였고, 이 시스템을 운용하는 Labtech사의 Notebookpro 소프트웨어를 사용하여 데이터를 취득하였다.

3.2 실험방법

시험부를 포함한 전체 실험장치를 연결 설치한 후, 냉매순환 회로의 누설실험(leak test)은 질소를 사용하여 0-10 kgf/cm^2의 압력범위에서 수행하였다. 다음에 진공펌프를 사용하여 냉매순환 회로 내부에 진공을 잡은 후, 수액기의 Pump down CAP.의 50 %인 2 kg을 충진하였다. 시험부에서의 냉매 유량은 고압용 로타메타 유량계를 사용하여 측정하며, 냉매의 유량은 냉매 펌프 다음에 설치된 밸브를 이용하여 조절한다. 다음에 입구건도를 예열기에 공급하는 열량으로 조절하여 필요로 하는 건도를 맞춘 뒤 실험을 수행하게 된다. 이 때, 예열기에 공급하는 전력량은 전력량 측정기로 열량을 확인하면서 전압조절기를 사용하여 조절하게 된다. 또한, 예열기로 들어가는 냉매는 저온의 항온조를 지나며 소량의 과냉도를 유지하게 되어 시험부로 유입되는 냉매의 건도를 예열기에 공급되는 전력량을 통하여 일정하게 조절할 수 있다.

열유속 공급은 시험부에 감은 전열선에 공급하는 전력량으로 조절하게 되며, 열전대에 노이즈를 최대한 줄이기 위하여 직류전압 공급장치를 사용하였고, 전압계와 전류계에 의한 측정치로서 열량을 계산하여 열유속을 주게 된다.

실험은 냉매의 유량 및 시험부의 입구온도와 압력이 일정하게 유지되는 정상 상태 하에서 입구온도 및 시험부의 온도를 1초 간격으로 데이터 취득장치에 의하여 기록하게 된다.

3.3 데이터 처리

시험부 입구 건도 x는 다음과 같은 식(3.1)을 이용하였다.

$$x = x_0 + \frac{Q_{PH}}{\dot{m}_r \times h_{fg}} \tag{3.1}$$

여기서, Q_{PH}는 예열기 전열량이고, $\dot{m}_r$은 냉매유량, h_{fg}는 증발압력에서의 냉매의 증발잠열이다.

x_0는 예열기 입구의 건도로 예열기 입구의 엔탈피와 증발압력에서의 포화 물성치로 다음과 같이 구해진다.

$$x_0 = \frac{h_c - h_f}{h_{fg}} \tag{3.2}$$

시험부에 사용된 세관의 열전달 계수는 식 (3.3)과 같으며 이를 결정하기 위하여 열유속, 냉매의 포화온도, 세관의 내벽 온도 T_w를 알아야 한다. 냉매의 포화온도는 시험부의 입구에서 측정한 온도를 사용하였고 입구에서 측정한 압력과 비교하여 과냉도를 검토하였다. 시험부 내벽면 온도는 직접 측정할 수 없으므로, 시험부의 외벽면에 열전대를 부착하여 온도를 측정한 값을 사용하였다. 이는 본 연구에 사용한 Brass 세관의 관벽이 0.36 mm로 매우 얇고, 열전도도가 61 W/mK로 좋아 외벽과 내벽의 온도차를 계산해 본 결과 0.1。C 이하이므로 외벽의 온도를 내벽의 온도로 사용하였다.

$$h = \frac{q''}{T_w - T_{sat}} \tag{3.3}$$

q''는 전열선에 의해 유입된 열유속을 나타내며, 식(3.4)와 같이 정의된다. 특히, 세관의 끝부분의 접촉은 초고분자 폴리에칠렌과 접촉을 하고 있으므로 (k=0.33 W/mK) 열손실이 매우 작다고 가정하였다.

$$q'' = \frac{\dot{Q}_e}{P_i \times L} \tag{3.4}$$

여기서, $\dot{Q}_e$는 전열선을 통해 공급된 가열량이다. L은 시험부의 유효가열길이이며, P_i는 세관 내부의 접수길이이다. Brass 세관은 주어지는 열이 상판과 하판 및 양쪽 옆면에서 전달되므로 전열면적을 내부 접수 길이 전체로 보았다.

시험부 관벽의 온도는 관외부 표면 5지점에 열전대를 붙여 측정한 온도값 중 가운데 3개의 온도측정 데이타의 평균을 사용하였으며, 식 (3.5)와 같이 정의된다. 열전대의 오차범위를 검증하기 위하여 운전하기 전에 포화상태의 냉매온도를 다수 측정하여 열전대의 위치별 온도편차를 검증하였고, 그 결과를 Fig. 3.7에 나타내었다. 그림에서 보듯이 5개의 열전대 온도 편차는 0.2℃ 이내로 측정되었다. 그리고 열선에 따른 온도의 편차는 없는 것으로 확인되었다.

$$T_w = \frac{T_b + T_c + T_d}{3} \tag{3.5}$$

여기서, 아래첨자 b, c, d는 시험부의 입구에서 출구까지의 열전대를 표시한 것이다.

Table 3.1 Dimensions of the test section

Item	Value	Item	Value
L_t [mm]	306	L [mm]	300
w [mm]	2.38	A_c [mm^2]	2.79
b [mm]	2.38	P_i [mm]	5.01
t [mm]	0.36	D_h [mm]	1.67

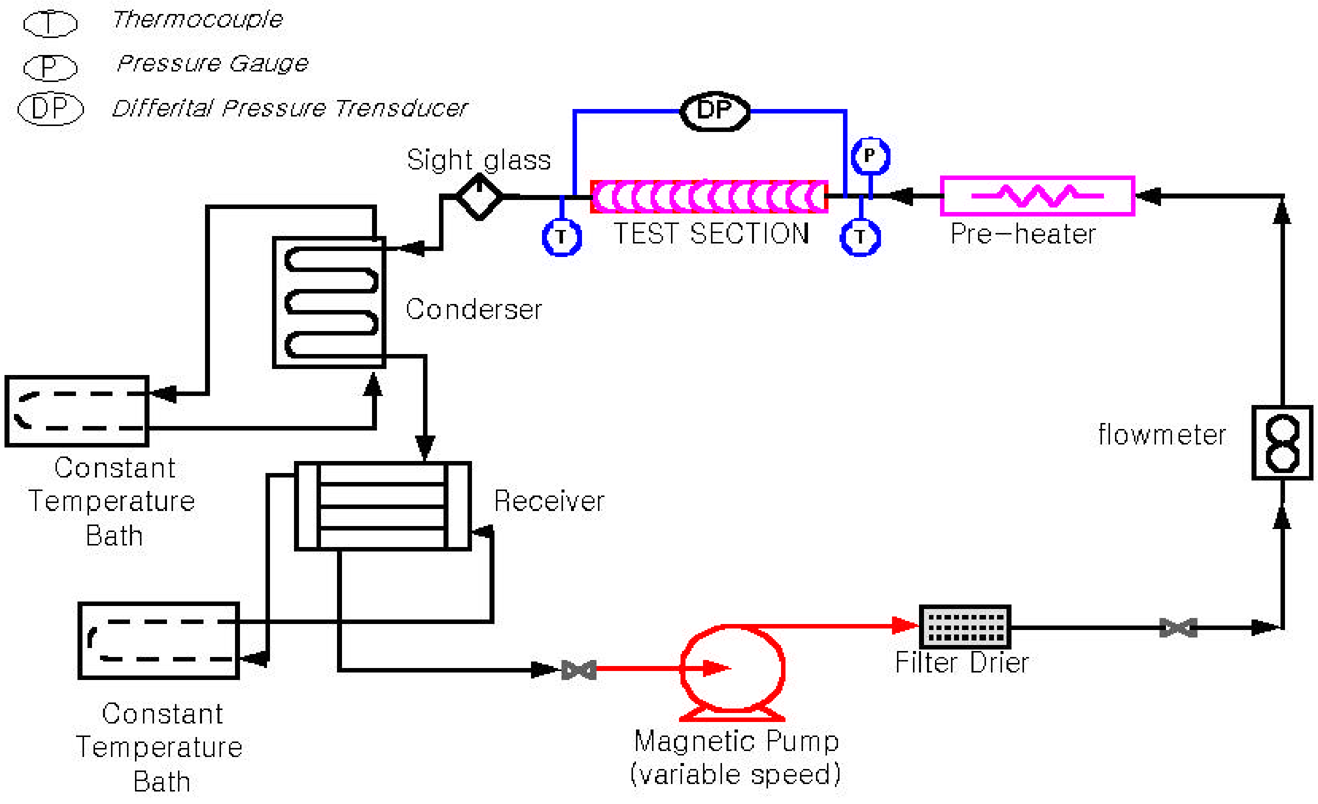

Fig. 3.1 Schematic diagram of experimental apparatus

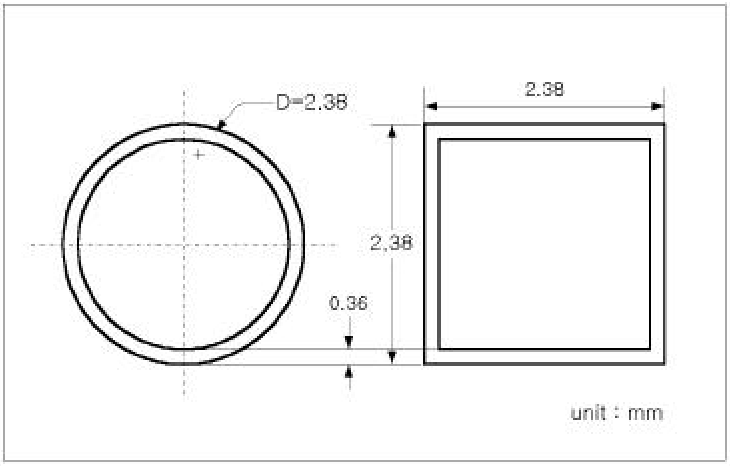

Fig. 3.2 Details of the test section

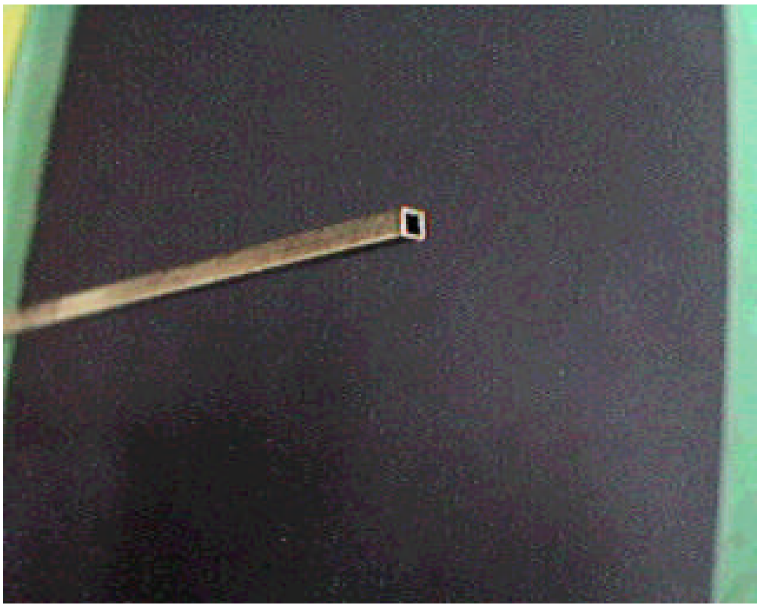

Fig. 3.3 Photograph of small tube (Square)

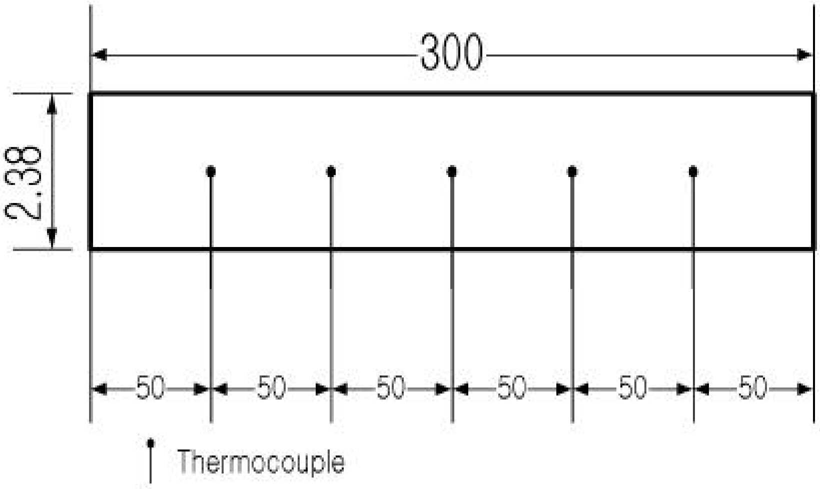

Fig 3.4 Length-wise location of themocouples on test section

Fig 3.5 Photograph of test section

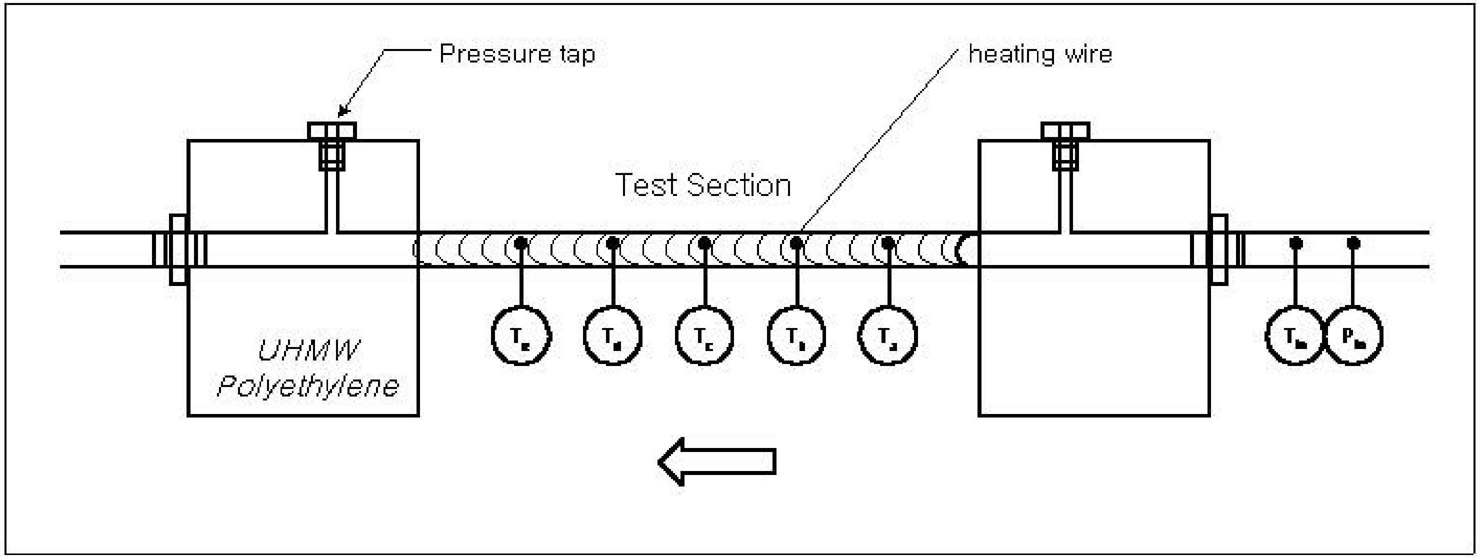

Fig. 3.6 Schematic of test section

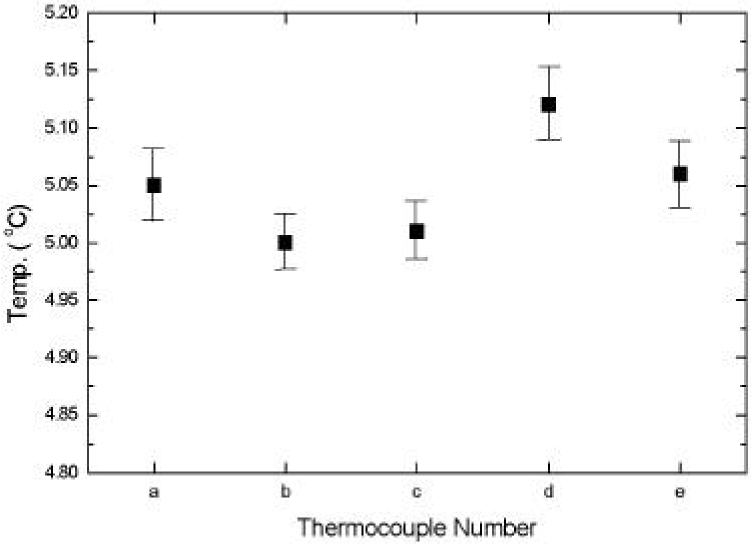

Fig. [illegible]. Calibration results of five thermocouples

제 4 장 실험결과 및 고찰

세관에서의 증발 열전달 특성을 분석하기 위하여 냉매의 질량속도 384 kg/m^{2}s, 570 kg/m^{2}s 두 경우에 대하여, 시험부에 가해지는 열유속은 4 kW/m^2, 10 kW/m^2 로 변화 시켜가면서 각각의 조건에서 건도에 따른 실험을 수행하였다.

실험조건은 일반적인 가정용 에어컨의 적용범위를 기준으로 설정하였으며, 실험도중 벽 온도가 30℃가 넘지 않는 열유속을 가하였다. 이는 열유속이 높아 벽 온도가 30℃가 넘으면 증발기로 사용하기에 부적합하다고 판단되어 벽 온도의 한계를 정하여 그 이상의 열유속은 본 실험에서 적용하지 않았다. 본 연구의 실험조건을 Table 4.1에 정리하였다.

먼저, 기준이 되는 실험조건으로 질량속도 384 kg/m^{2}s, 열유속 4 kW/m^{2}로 일정하게 유지한 후, 건도를 조절하여 데이터를 취득하였다. 냉매 유량은 고압용 로타메타를 사용하여 측정하였고, 보정 차트를 사용하여 R-22의 질량유량으로 보정을 행하였다.

열유속은 계산된 양의 전력량을 직류전류 공급장치를 통하여 주게 되며, 실험 조건 중 질량유속이 384 kg/m^{2}s 일 때 건도 0.8에서의 벽온도 분포를 Fig. 4.1에 나타내었다. Fig. 4.1에서 보는 바와 같이 5개의 열전대의 온도 편차가 0.2 ℃ 미만으로 측정되어 진 것을 확인 할 수 있다.

질량유속이 384 kg/m^{2}s으로 일정할 때 열유속의 변화에 따른 냉매의 열전달 계수의 변화를 Fig. 4.2에 나타내었다. 일반적으로 직경이 큰 관에서의 증발열전달계수는 증발 초기에 핵비등의 영향으로 인하여 큰 값을 가지다가 증발이 진행되면서 핵비등의 감소로 인하여 급격히 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 된다라고 Kim, M. S. et al.,(1999)이 보고하고 있다. 보고된 바와 같이 열유속이 증가할수록, 또 건도가 증가할수록 증발열전달계수가 증가하는 것을 알 수 있다. 또한, 건도에 따른 증발열전달계수의 변화 폭이 저건도 영역에 비해 고건도 영역으로 갈수록 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 Fig. 2.9에 나타난바와 같이 건도에 따른 열전달 계수의 변화량이 매우 작고, 고건도 영역에서는 증발열전달계수가 급격히 감소함을 보인 Kim, K. Y.(2000)의 결과와 비교해 볼 때 매우 상이한 결과가 아닐 수 없다. 증발열전달계수가 건도의 변화에 큰 영향이 없음을 Fig. 2.6과 Fig. 2.7 (Wambsganss, 1993;Kim, M. S. et al., 1999)에서도 보이고 있는데 이는 비등수가 큰 경우였다.

측정된 증발열전달계수의 오차는 세관의 끝 부분에서의 열손실이 전체 공급되는 열유속의 6%임을 고려할 때 냉매와 내벽의 온도차가 최대일 경우는 15%, 최저일 경우는 24%로 예측되었다. 시험부를 지나는 동안의 건도는 최대 0.093, 최소 0.0125의 변화를 나타내었다.

4.1 열유속에 따른 증발열전달계수

세관에서의 질량유속이 일정할 경우 열유속의 변화에 따른 사각세관에서의 냉매의 증발열전달 계수의 변화를 Fig. 4.2, Fig. 4.3에, 원형세관에서의 변화를 Fig 4.4에 나타내었다. 열유속 및 건도가 증가함에 따라 국소 열전달 계수는 증가함을 보여준다. 특히 건도 0.6이상의 고건도 영역에서는 저건도 영역에 비해 큰 열전달 계수의 증가를 보여주고 있다. 그리고 Fig. 4.4에서 보여지듯이 원형세관에서의 증발열전달계수의 변화가 사각세관에 비해 고건도 영역으로 갈수록 더욱 크게 나타나는 것을 알 수 있다.

4.2 질량속도에 따른 증발열전달계수

사각세관에서 열유속이 일정할 경우 질량유속이 증가함에 따른 열전달계수의 변화 양상을 Fig. 4.5와 Fig. 4.6에 나타내었다. 두 가지의 질량유속에 대해 각각 열유속과 건도가 증가함에 따라 열전달계수가 증가함을 나타내고 있다. 이는 열유속이 동일한 경우 질량유속이 증가하면 레이놀즈 수가 증가하게 되고 대류비등의 영향이 강해지기 때문에 결과적으로 열전달계수가 증가한다고 보고한 Shin, J. Y.(1995)의 결과와 일치하는 것을 볼 수 있다.

4.3 관의 형상에 따른 증발열전달계수

질량유속이 일정할 경우 사각세관과 원형세관에 대해 각각 열유속을 변화시키며 측정된 냉매의 열전달계수 값을 Fig. 4.7에 나타내었다. 열유속이 4 kW/m^{2}인 경우의 증발열전달 계수는 건도의 증가에 따른 열전달계수의 차이가 그다지 크지 않으나, 열유속이 10 kW/m^{2}인 경우는 건도의 증가에 따른 열전달 계수의 증가폭이 사각세관에 비해 원형세관에서 더 크게 나타났다. 이것은 본 연구에 사용한 사각세관은 Fig. 4.9에 나타난 것처럼 한 변의 길이가 같은 정사각 형상을 하고 있기 때문에 원형관처럼 관내에 열전달 면적이 균일하게 액막으로 적셔진 완전한 환상류의 유동양상을 갖지 못하고, 사각관의 귀퉁이에 액이 몰려 실제 면적의 상당부분이 증기와 접촉하게 되고, 관 내벽과 액상 냉매간의 접촉면적이 줄어들어 증발열전달계수가 낮아질 가능성이 있다고 보고한 Kim, K. Y.(2000)의 보고와 일치함을 알 수 있다.

더욱이 측정되어진 열유속 및 질량속도에 대한 증발열전달계수는 큰 관경을 갖는 원형관에 비해 낮게 측정이 되었음을 볼 수 있다. 이는 원형관에서는 증발열전달 특성이 균등한 엷은막을 가진 환상류가 지배적인 경향을 나타내는 유동양상이고, 세관에서는 표면장력의 우세함 및 얇은 환

상액막으로 인하여 증발열전달계수가 더욱 크게 나타난다고 보고되어 있는(Kim, J. S., 1996) 내용과는 상반된 결과를 보였다.

Fig 4. 9 에는 질량유속 384 kg/m^{2}s 이고, 열유속이 4 kW/m^{2}인 조건에서 측정된 사각세관과 원형세관에서의 열전달 계수 값을 Wambsganss(1993)와 Kim. M. S(1999)의 결과와 비교하였다. 관의 크기와 실험 조건이 다르므로 정량적으로 비교하기는 어렵지만 대체적으로 앞에서 언급한 바와 같은 결과를 나타냄을 알 수 있다. 질량유속이 유사한 경우 열유속이 증가함에 따라 열전달 계수가 증가하는 경향을 나타내고, 저건도 영역에 비해 고건도 영역에서의 열전달 계수의 증가 폭이 증가하는 것을 확인할 수 있었다.

4.4 압력강하

세관에서의 시험부 전후의 압력손실은 Fig. 4.8에 나타내었다. 질량속도 570 kg/m^{2}s, 열유속 4 kW/m^2, 10 kW/m^{2}에서 건도의 증가에 따른 사각세관과 원형세관에서의 압력손실을 나타내고 있다. 질량속도가 570 kg/m^{2}s인 경우 건도의 증가에 따라 압력손실이 급격히 증가함을 볼 수 있다. 그리고 원형세관에서의 압력손실이 사각세관에 비하여 건도 0.8에서 최대 약 1.3배 높게 측정되었다. 본 실험의 시험부 길이 0.3 m, 수력직경 1.67 mm의 건도 0.8에서 사각세관의 경우 최대 187 kPa/m, 원형세관의 경우 최대 238 kPa/m를 나타내었다.

Table 4.1 Test condition

Working fluid	R-22
Evaporating temperature	5 9℃
Mass velocity	384, 570 kg/m^{2}s
Heat flux	4, 10 kW/m^2
Quality	0 0.8

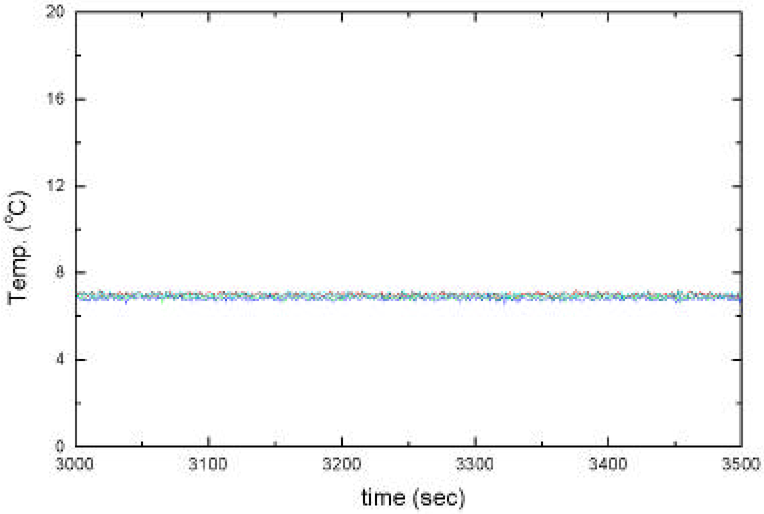

Fig. 4.1 Steady-state behavior of wall temperature

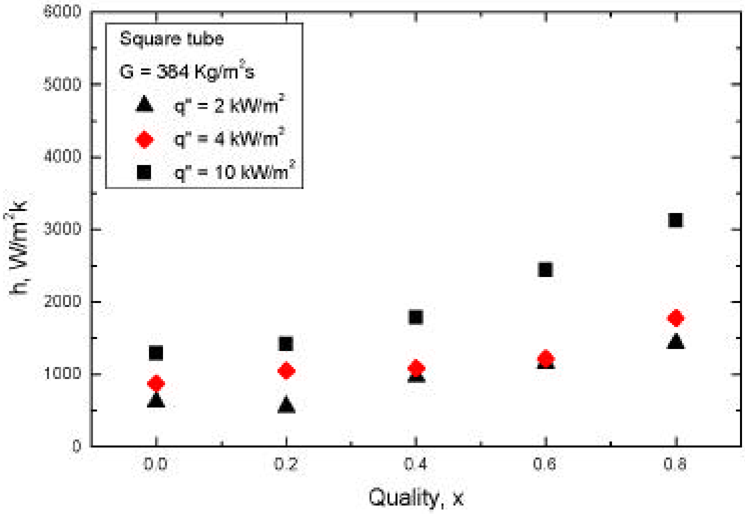

Fig. 4.2 Variation of heat transfer coefficient with respect to heat flux (G = 384 kg/m^{2}s, Square tube)

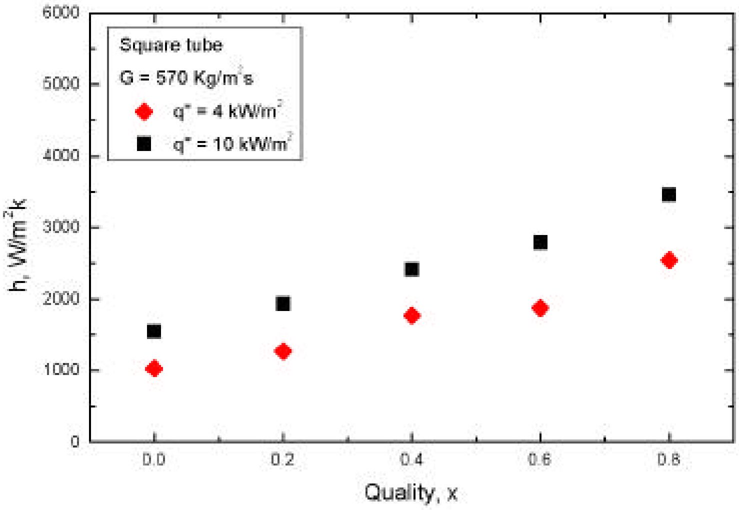

Fig. 4.3 Variation of heat transfer coefficient with respect to heat flux ($G = 570\ kg/m^2s$, Square tube)

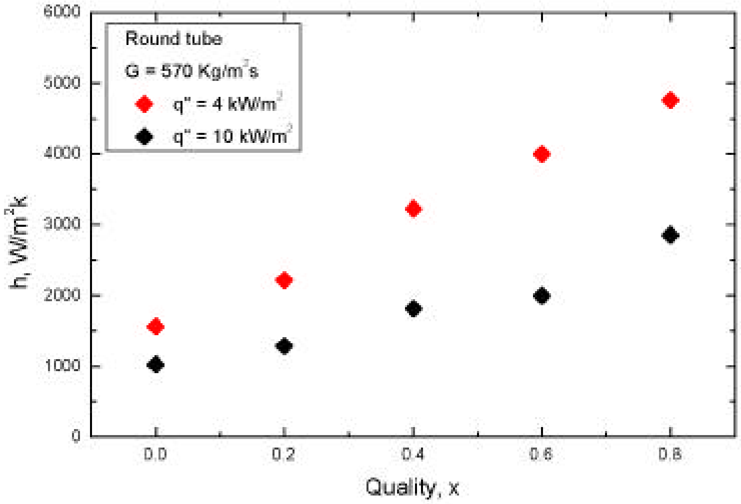

Fig. 4.4 Variation of heat transfer coefficient with respect to heat flux ($G = 570\ kg/m^2s$, Round tube)

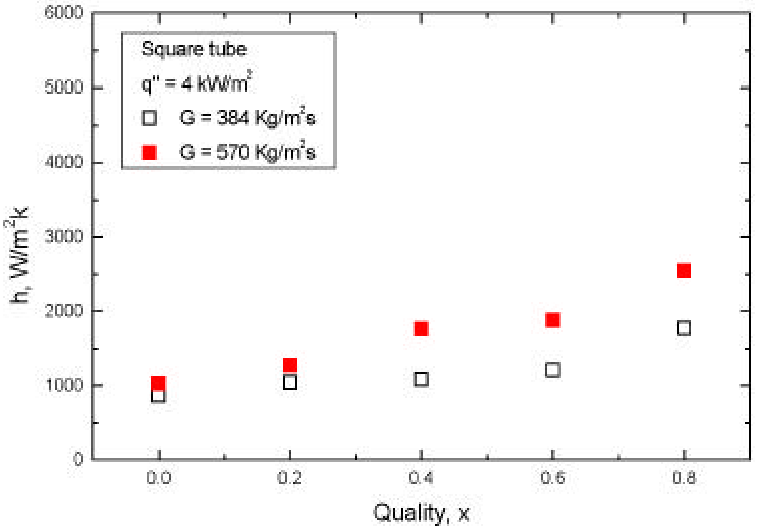

Fig. 4.5 Evaporation heat transfer coefficient vs. quality (Square tube, q"= 4 kW/m^2)

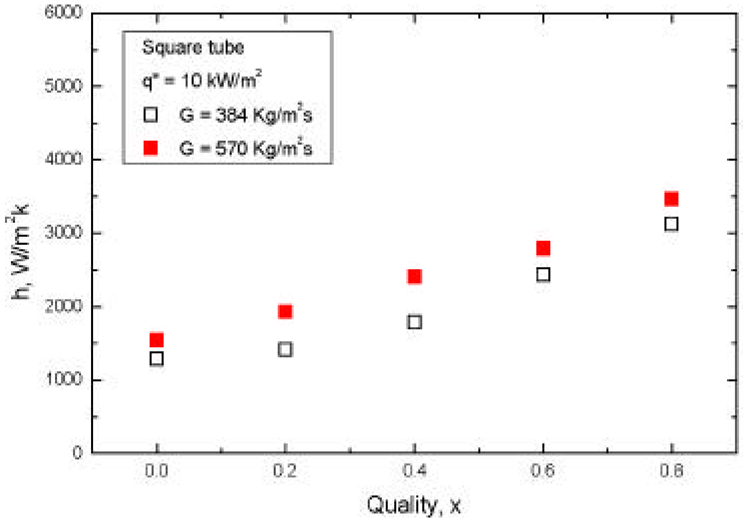

Fig. 4.6 Evaporation heat transfer coefficient vs. quality (Square tube, q"= 10 kW/m^2)

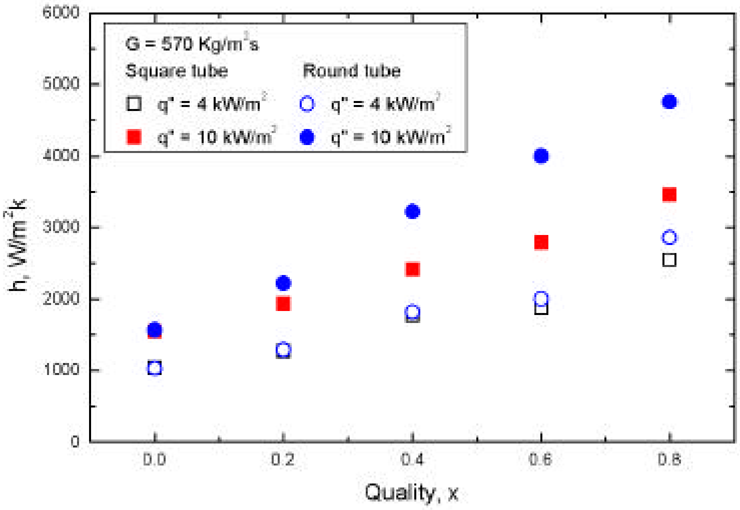

Fig. 4.7 Evaporation heat transfer coefficient vs. quality (G = 570 kg/m^{2}s)

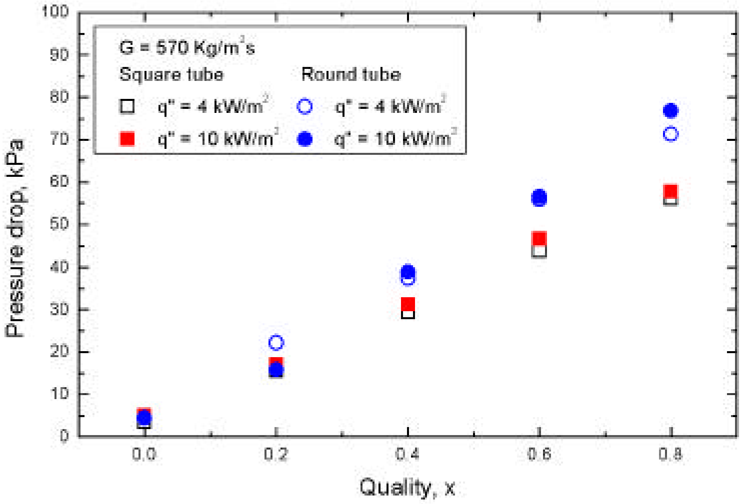

Fig. 4.8 Pressure drop vs. quality

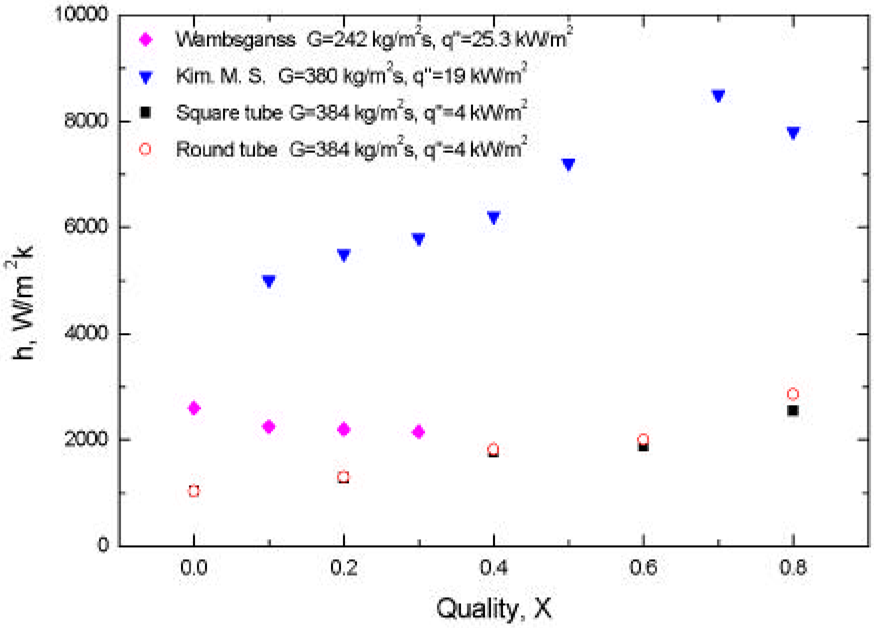

Fig. 4.9 Comparison of experimental data with the present study for heat transfer

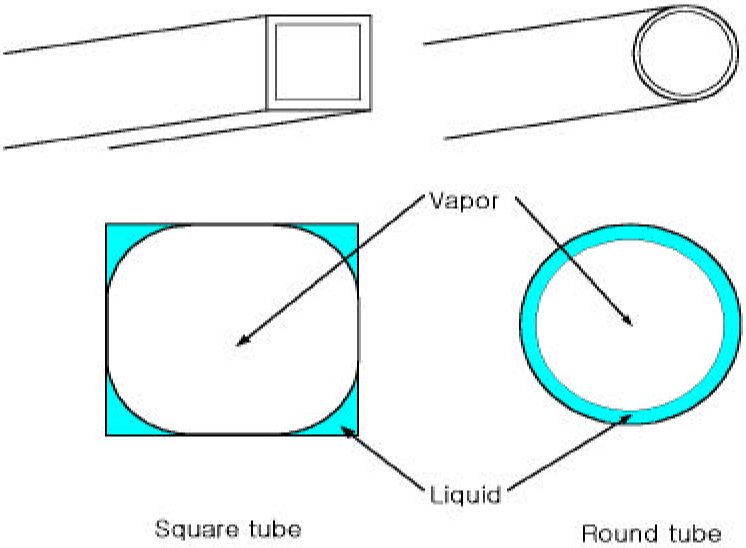

Fig. 4.10 Hypothesis of annual flow patterns in Round and Square tubes

제 5 장 결론

본 연구에서는 수력직경 1.67 mm의 세관에서의 R-22 증발열전달 특성을 실험을 통하여 고찰하였다. 질량속도 384 kg/m^{2}s, 570 kg/m^{2}s, 열유속 4 kW/m^2, 10 kW/m^2 일 때 각각 건도를 0에서 0.8까지 변화시켜가면서 증발열전달 계수를 측정하였다.

본 연구에서 얻은 결론을 정리하면 다음과 같다.

1. 수력직경이 1.67 mm인 세관에서의 증발열전달계수는 600 4700 W/m^{2}K 로 측정되었다.
2. 측정부 입구 건도 0에서 0.8까지 변하는 동안 증발열전달계수는 건도가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보였으며, 저건도 영역에 비해 고건도 영역에서의 열전달 계수의 증가폭이 크게 나타났다.
3. 세관에서 질량유속이 같은 경우 증발열전달계수는 원형세관이 사각세관에 비해 건도에 따라 크게 증가하는 경향을 보였으며 건도 0.8에서 최대 1.4배 높게 나타났다.
4. 본 실험범위 내의 질량유속 변화에 따른 증발열전달계수의 변화는 건도에 따라 증가를 보였으며, 실험부 전후의 압력손실 또한 건도가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보였다.
5. 길이 0.3 m, 수력직경 1.67 mm의 세관에서 압력강하율은 원형세관이 사각세관에 비해 더 크게 나타났는데, 건도 0.8에서 사각세관의 경우 최대 187 kPa/m, 원형세관의 경우 최대 238 kPa/m 였다.

세관에서의 증발열전달은 일반적인 직경이 큰 관에서의 열전달 특성과는 차이가 있을 수 있으며, 특히 세관에서의 증발열전달 또한 사각세관에

비해 원형세관에서의 증발열전달 계수가 높게 나타났다. 이는 사각세관의 경우 사각형태로 인하여 액이 귀퉁이에 몰려 실제 전열 면적의 많은 부분이 증기와 직접 접촉하게 되고, 관 내벽과 액상 냉매간의 접촉면적이 줄어들어 열전달 계수가 낮아질 가능성이 있기 때문인 것으로 확인되었다.

향후 세관에서 압력강하가 열전달과 유동양상에 미치는 영향에 대하여 구체적으로 연구할 필요성이 있다.

참 고 문 헌

Ashley, C. M., 1942, "The Heat Transfer of Evaporation Freon", American Society of Refrigeration Engineers Journal, Feb., pp. 89 95.

Bang, K. H., Kim, K. Y., and Kim. J. M., 20003, "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.

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., 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.S., 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.

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. 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.

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.

Mills, Anthony F., 1992, “Heat Transfer”, International Student Edition.

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.

Schrock, V. E., and L. M. Grossman, 1962, Nuclear Sci. Eng., 12, 47 4 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.

Shin, J. Y., 1996, “Convective Boiling Heat Transfer of Pure Refrigerants and Refrigerant 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.

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.