

공학석사 학위논문

수평관내 이산화탄소의 증발 열전달 및
압력강하에 대한 연구

2006년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

최 선 목

공학석사 학위논문

수평관내 이산화탄소의 증발 열전달 및
압력강하에 대한 연구

지도교수 오 후 규

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2006년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

최 선 목

최선묵의 공학석사 학위논문을 인준함

2006년 1월 일

주	심	공 학 박 사	최	광	환	(印)
위	원	공 학 박 사	정	석	권	(印)
위	원	공 학 박 사	오	후	규	(印)

목 차

Abstract	III
List of Tables, Figures and Photographs	V
Nomenclature	IX
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 CO ₂ 냉매의 특성	3
1.3 CO ₂ 증발열전달에 대한 기존 연구	14
1.4 연구 목적 및 요약	18
제 2 장 실험 장치 및 방법	19
2.1 증발 열전달 실험	19
2.1.1 실험 장치	19
2.1.2 계측	24
2.1.3 실험 조건	29
2.2 데이터 정리	31
2.2.1 열전달	31
2.2.1 압력강하	33
제 3 장 CO ₂ 냉매의 증발 열전달 특성	34
3.1 CO ₂ 냉매의 증발 열전달 특성	37
3.2 실험 데이터와 기존 상관식과의 비교	53

제 4 장 증발 압력 강하	62
4.1 CO ₂ 의 증발 압력강하 특성	62
4.2 실험 데이터와 기존 상관식과의 비교	67
제 5 장 결 론	73
참 고 문 헌	75
감사의 글	79

Study on Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Carbon Dioxide in a Horizontal Tube

Sun-Mook Choi

Department of Refrigeration & Air-Conditioning Engineering,
Graduate School, Pukyong National University

Abstract

The natural refrigerants are naturally occurring substances, namely, carbon dioxide(CO₂), nitrogen(N₂), helium(He) and water(H₂O) represent a further 'natural' alternative. Among these natural refrigerants, CO₂ is not a new refrigerant and has a successful history of the use as a refrigerant. It has many advantages as a working fluid. For instance, the most attractive characteristics of CO₂ include non-toxicity, inflammability, negligible ODP and GWP, economically efficient if CO₂ is recovered. The purpose of this study is to offer the heat transfer and pressure drop during evaporation process of CO₂.

The test rig is composed of magnetic gear pump, mass flow meter, sub-cooler, pre-heater, test section, condenser and liquid receiver. Test section was made by seamless stainless steel tube. Inner and outer diameters of the test section are 4.57 mm and 6.35 mm, respectively. An 4

m long test section was constructed to eliminate entry length effects. In order to reduce heat gain and loss from the surroundings, the test section was thermally insulated by a fiber glass wool.

Experiments were conducted for various mass fluxes, heat fluxes and saturation temperature of refrigerant. Heat fluxes were $10\sim 40 \text{ kW/m}^2$, mass fluxes were controlled at $200\sim 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ by a variable speed gear pump. The saturation temperatures were adjusted at $0\sim 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

The test results showed the evaporation heat transfer of CO_2 has greater effect on nucleate boiling than convective boiling. The evaporation heat transfer coefficients of CO_2 are highly dependent on the vapor quality, heat flux and saturation temperature. The evaporation heat transfer coefficient of CO_2 is very larger than that of R-22 and R-134a. In comparison with test results and existing correlations, the best fit of the present experimental data is obtained with the correlation of Jung et al.

The measured pressure drop during evaporation process of CO_2 are increases with increasing mass flux and decreases as saturation temperature increases. When comparison between the pressure drop obtained with experimental data and the various existing correlations. But existing correlations failed to predict the evaporation pressure drop of CO_2 . Therefore, it is necessary to develop reliable and accurate predictions determining the evaporation pressure drop of CO_2 in a horizontal tube.

LIST OF TABLES, FIGURES AND PHOTOGRAPHS

TABLES

- 1.1 Comparison of some refrigerants with CO₂
- 1.2 Summary of studies on CO₂ Evaporation Heat Transfer
- 2.1 Specifications of measuring instruments
- 2.2 Experimental conditions
- 3 The deviations between measured and calculated heat transfer coefficient
- 4 The deviations between measured and calculated frictional pressure drop

FIGURES

- 1.1 Phase diagram of CO₂.
- 1.2 P-h diagram of CO₂.
- 1.3 T-s diagram of CO₂.
- 1.4 Volumetric refrigeration capacity for refrigerants.
- 1.5 Vapor pressure for refrigerants.
- 1.6 Slope of saturation pressure curve $\delta T/\delta P$ for refrigerants.
- 1.7 Vapor density for refrigerants.
- 1.8 Ratio of liquid to vapor density at saturation for refrigerants.
- 1.9 Surface tension and viscosity for refrigerants.

- 1.10 Thermal conductivity for refrigerants.
- 2.1 Schematic diagram of experimental apparatus.
- 2.2 Schematic diagram of the test section.
- 2.3 Schematic diagram of measurement system.
- 3.1 Two-phase flow patterns in horizontal tubes.
- 3.2 Flow pattern variation in the evaporation of a liquid in a tube.
- 3.3 Comparison of heat transfer coefficients of CO₂ with R-22, R-134a.
 - (a) $G_{re}=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q_e=20 \text{ kW/m}^2$, $T_{sat}=15 \text{ }^\circ\text{C}$
 - (b) $G_{re}=900 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q_e=40 \text{ kW/m}^2$, $T_{sat}=15 \text{ }^\circ\text{C}$
- 3.4 Variation of the local heat transfer coefficients.
 - ($G_{re}=700 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q_e=30 \text{ kW/m}^2$, $T_{sat}=10 \text{ }^\circ\text{C}$)
- 3.5 Variation of circumferential inner wall temperature.
 - ($G_{re}=700 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q_e=30 \text{ kW/m}^2$, $T_{sat}=10 \text{ }^\circ\text{C}$)
- 3.6 Variation of the local heat transfer coefficients.
 - ($G_{re}=700 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q_e=30 \text{ kW/m}^2$, $T_{sat}=20 \text{ }^\circ\text{C}$)
- 3.7 Variation of circumferential inner wall temperature.
 - ($G_{re}=700 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q_e=30 \text{ kW/m}^2$, $T_{sat}=20 \text{ }^\circ\text{C}$)
- 3.8 Variation of liquid viscosity with respect to saturation temperature.
- 3.9 Variation of liquid surface tension with respect to saturation temperature.
- 3.10 Variation of the heat transfer coefficients for different mass fluxes.

- (a) $q_e=20 \text{ kW/m}^2$, $T_{\text{sat}}=15 \text{ }^\circ\text{C}$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
 - (b) $q_e=30 \text{ kW/m}^2$, $T_{\text{sat}}=15 \text{ }^\circ\text{C}$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
 - (c) $q_e=30 \text{ kW/m}^2$, $T_{\text{sat}}= 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
 - (d) $q_e=40 \text{ kW/m}^2$, $T_{\text{sat}}=10 \text{ }^\circ\text{C}$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
- 3.11 Variation of the heat transfer coefficients for different heat fluxes.
- (a) $G_{\text{re}}=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{\text{sat}}= 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
 - (b) $G_{\text{re}}=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{\text{sat}}=15 \text{ }^\circ\text{C}$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
 - (c) $G_{\text{re}}=700 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{\text{sat}}=10 \text{ }^\circ\text{C}$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
 - (d) $G_{\text{re}}=800 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{\text{sat}}=20 \text{ }^\circ\text{C}$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
- 3.12 Variation of the heat transfer coefficients for different saturation temperature.
- (a) $G_{\text{re}}=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q_e=10 \text{ kW/m}^2$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
 - (b) $G_{\text{re}}=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q_e=10 \text{ kW/m}^2$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
 - (c) $G_{\text{re}}=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q_e=30 \text{ kW/m}^2$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
 - (d) $G_{\text{re}}=800 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q_e=40 \text{ kW/m}^2$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
- 3.13 Variation of average inner wall temperature with different heat fluxes.
- (a) $G_{\text{re}}=700 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{\text{sat}}=10 \text{ }^\circ\text{C}$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
 - (b) $G_{\text{re}}=800 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{\text{sat}}=20 \text{ }^\circ\text{C}$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
- 3.14 Comparison of measured heat transfer coefficients of CO_2 with the predicted by four existing correlations.
- (a) $G_{\text{re}}=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{\text{sat}}=15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q_e=10 \text{ kW/m}^2$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
 - (b) $G_{\text{re}}=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{\text{sat}}=15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q_e=10 \text{ kW/m}^2$, $D_i=4.57 \text{ mm}$

- (c) $G_{re}=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{sat}=15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q_e=20 \text{ kW/m}^2$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
- (d) $G_{re}=800 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{sat}=15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q_e=30 \text{ kW/m}^2$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
- 3.15 Comparison between measured and calculated heat transfer coefficients.
- 4.1 Variation of pressure drop with different saturation temperature for constant heat flux.
- (a) $q_e=10 \text{ kW/m}^2$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
- (b) $q_e=30 \text{ kW/m}^2$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
- 4.2 Variation of the slip ratio with different saturation temperature.
- (a) $G_{re}=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
- (b) $G_{re}=700 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $D_i=4.57 \text{ mm}$
- 4.3 Comparison between measured and calculated frictional pressure drop.

PHOTOGRAPHS

- 1.1 Conventional (left) and prototype (right) CO₂ evaporator for mobile air-conditioner.
- 2.1 Experimental apparatus for evaporation heat transfer test.

NOMENCLATURE

SYMBOLS

A	Area	m^2
B	Parameter in Chisholm's correlation	
Bo	Boiling number	
bd	Parameter in Jung et al's correlation	
C	Parameter in Kandlikar's correlation	
Co	Convection number	
D	Diameter	m
E	Enhancement factor	
f	Friction factor	
Fr	Froude number	
F_{fl}	Fluid dependent parameter in Kandlikar's correlation	
G	Mass flux	kg/m^2s
g	Gravity acceleration	m/s^2
h	Heat transfer coefficient	$kW/m^2 \cdot K$
i	Enthalpy	kJ/kg
i_{lg}	Latent heat	kJ/kg
k	Thermal conductivity	$kW/m K$
L	Tube length	m
M	Molecular weight	$kg/kmol$

P	Pressure	MPa
P_r	Reduced pressure	
Q	Heat capacity	kW
q	Heat flux	kW/m ²
\dot{q}	Volumetric heat generation	kW/m ³
Re	Reynolds number	
r	Radius	m
S	Suppression factor	
T	Temperature	K
x	Quality	
X	Martinelli' parameter	
Y	Parameter in Chisholm's correlation	
z	Length	
$\left(\frac{dP}{dz}\right)$	Pressure drop	

GREEK SYMBOLS

α	Void fraction	
β	Contact angle	
Δ	Difference	
μ	Viscosity	kg/ms

ρ	Density	kg/m^3
σ	Surface tension	kg/m^3
Φ	Two phase multiplier	

SUBSCRIPTS

<i>abs</i>	Absolute
<i>avg</i>	Average
<i>bottom</i>	Bottom
<i>cal</i>	Calculated
<i>cb</i>	Convective boiling
<i>crit</i>	Critical point
<i>e</i>	Evaporation
<i>exp</i>	Experimental
<i>frict</i>	Frictional
<i>g</i>	Gas
<i>go</i>	Total flow having the gas properties
<i>i</i>	Inner
<i>in</i>	Inlet
<i>l</i>	Liquid
<i>left</i>	Left
<i>lo</i>	Total flow having the liquid properties
<i>loc</i>	Local

<i>nb</i>	Nucleate boiling
<i>o</i>	Outer
<i>out</i>	Outlet
<i>pool</i>	Pool boiling
<i>r</i>	Reduced property
<i>re</i>	Refrigerant
<i>right</i>	Right
<i>sat</i>	Saturation
<i>top</i>	Top
<i>tp</i>	Two phase
<i>v</i>	Volumetric
<i>w</i>	Wall

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

환경 문제가 산업의 새로운 가치관으로 자리 잡고 있는 지금 차세대 대체냉매로서 이산화탄소(CO₂, R-744)가 많은 기대를 받고 있다. 이와 같은 CO₂를 사용한 시스템은 19세기 중반부터 시작되어 오랜 역사를 가지고 있다. CO₂를 냉매로 사용한 냉동시스템의 개발은 1866년 미국의 Thaddeus S.C. Lowe가 최초로 제작한 제빙기로 거슬러 올라간다. 1880년에는 독일의 Franz Windhausen이 최초의 CO₂ 압축기를 설계하였으며, 1800년대 후반부터 CO₂ 냉동 시스템의 사용이 증가하게 되었다. 그 뒤 효율을 향상시키기 위한 계속적인 노력 끝에 1889년 영국에서 2단 CO₂ 압축시스템의 개발 및 1905년에는 다중효용 CO₂ 사이클이 Voorhess에 의해 개발되었다.¹⁾ 그러나 이러한 많은 노력에도 불구하고 당시로선 극복하기 어려웠던 CO₂ 시스템의 고압으로 인한 사용상의 어려움과 낮은 임계온도로 인한 고온 환경에서의 용량 및 효율감소와 같은 사항이 단점으로 지적되었다. 이로 인해 성능면에서 뛰어나며 보다 사용하기 쉬운 CFC계 및 HCFC계 냉매의 개발과 함께 1930년대 후반부터 CO₂ 냉매의 사용은 급격히 감소하게 되었다. 하지만 프레온계 냉매가 환경에 미치는 오존층 파괴 및 지구온난화와 같은 문제들이 밝혀지기 시작하면서 이를 해결하기 위한 대안으로써 자연냉매가 다시금 주목을 받고 있다. 대체냉매로써 HFC계 냉매 및 혼합냉매를 사용하는 방안도 고려되고 있지만 상대적으로 높은 GWP로 인해 Kyoto 의정서⁴⁾에 의해 온실효과 가스로 지정되면서 지속적인 사용에 있어 문제가 되며, 높은 가격과 아직 검증되지 않은 환경오염 요소들이 문제로 남아있는 실정이다. 따라서 대체냉매로써 자연냉매의 회귀는

필연적이라 할 수 있으며 최선이자 최고의 대안이 될 수 있을 것이다.

CO₂ 이외에도 자연냉매로써 많이 사용되고 있는 냉매에는 암모니아와 탄화수소계열 냉매 등이 있다. 하지만 이들 냉매는 독성과 인화성으로 인해 그 사용분야 및 취급에 제약을 받게 된다는 문제가 있다. 하지만 CO₂ 냉매는 인화성이 없으며 오존층 파괴지수(ODP)가 0이고, 대기중의 CO₂를 액화시켜 사용하므로 지구온난화지수(GWP)를 고려하지 않아도 된다는 장점이 있다.²⁾

CO₂ 시스템에 대한 근래의 연구는 1992년 Lorentzen and Pettersen³⁾에 의해 첫 실험결과가 발표되고 난 이후 많은 연구가 활발히 이루어지고 있다. 하지만 이러한 연구 성과는 대부분 유럽과 미국, 일본을 중심으로 발표되어 지고 있으며 국내에서는 최근 들어 많은 연구가 이루어지고 있지만 CO₂ 히트펌프 시스템 설계 자료가 부족한 실정이다. 더욱이 CO₂ 냉매의 증발열전달 과정은 여러 가지 시스템변수에 따라 다양한 결과를 나타내므로 많은 연구 결과가 필요하다 하겠다. 따라서 자연냉매인 CO₂에 대한 많은 연구를 통해 충분한 CO₂ 시스템설계 데이터베이스를 구축할 필요가 있다. 본 연구는 이러한 목적에서 CO₂ 냉매를 사용하여 내경이 4.57 mm인 수평관내에서의 증발열전달 및 압력강하에 대한 실험을 통해 CO₂ 냉매용 증발열교환기의 기초 설계 자료를 제시하고자 한다.

1.2 CO₂ 냉매의 특성

냉매의 물성치는 냉동공조 시스템과 그 구성요소의 설계에 있어 매우 중요한 요소이다. 물성치의 변화에 따라 냉매의 열전달 성능 및 압축기의 설계 등에 있어 다양한 변수가 발생하게 된다. 특히 CO₂ 냉매의 물성치는 기존의 냉매와 매우 다른 특성을 나타내고 있다. Table 1은 CO₂의 물성치와 특성을 다른 냉매와 비교한 것이다.^{2), 5)}

CO₂ 냉매는 Devotta 등⁶⁾이 언급한 바와 같이 열역학적 및 전달 물성이 기존 냉매들과는 상당히 다르다. CO₂의 임계압력은 7.38MPa(73.8bar)로 매우 높으며, 임계온도는 31.1℃로 매우 낮다. 따라서 이 임계온도 이상의 온도에서는 기존의 증기압축 시스템과 같은 응축에 의한 대기와의 열전달이 일어나지 않는다. 따라서 임계점 이상에서의 열전달 과정을 가스냉각 이라하며 아임계 상태인 저압축과 초임계 상태인 고압축으로 이루어진 사이클을 초임계 사이클(Super-critical Cycle) 이라 부르고 있다.

Fig. 1.1에 나타낸 상평형도로부터 볼 수 있듯이 CO₂의 3중점 온도와 압력은 각각 -56.6℃와 5.2bar이며 0℃에서 포화압력은 35bar이다. 그리고 0℃에서 CO₂의 환산압력은 0.47(Table 1참조)로 기존 냉매에 비해 높은 값을 가진다. 이러한 CO₂의 낮은 임계온도와 높은 환산 압력으로 인해 CO₂ 시스템에서 저압축(증발) 조건은 기존냉매에 비해 보다 임계점에 가까워지게 된다. 또한 높은 삼중점 압력으로 인해 액상의 CO₂ 냉매가 대기 중으로 방출될 때 약 절반 정도만 증발하게 되고 나머지는 눈과 같은 고체형태로 방출되는 특징을 가진다.²⁾

Fig. 1.2 와 Fig. 1.3은 각각 CO₂의 P-h 선도와 T-s 선도를 나타낸 것이다. 선도 상에는 증기압축식 냉동 사이클 선도($P_{gc} = 90\text{bar}$, $T_e = 0^\circ\text{C}$)를 나타내었

다. 앞서 언급한 바와 같이 고압측이 임계점을 초과하는 초임계 사이클로 운전이 되고 있으며 고압측의 냉각조건에 따라 냉각효율이 크게 변하게 되리라는 것을 예측할 수 있다.

Photo. 1.1은 기존 냉매용 증발기와 CO₂ 냉매용 증발기를 비교한 것이다. CO₂는 CFC, HCFC, HFC 및 HC계 냉매에 비해 증기압이 높으며 기상의 밀도가 높기 때문에 체적냉동 능력(0℃기준 22,545 kJ/m³)도 3~10배 정도 높다. 따라서 동일 용량의 경우 사진에서와 같이 이산화탄소 냉매용 증발열교환기의 체적을 기존 열교환기에 비해 1/3정도 감소시킬 수 있는 가능성을 제시한다. Fig. 1.4는 CO₂의 체적냉동능력(증기밀도와 증발잠열의 곱으로 정의)을 나타낸 것으로 CO₂의 체적냉동능력은 온도가 증가할 수 록 증가하며, 22℃에서 최대가 되고 다시 감소하기 시작한다. 그리고 정의에 의해 임계점에서 0이 된다.

Fig. 1.5와 1.6은 CO₂의 증기압력과 포화온도 곡선의 기울기를 다른 냉매들과 비교하여 나타낸 것이다. CO₂는 다른 냉매들과 비교할 때 증기압이 상당히 높으며 임계점 부근에서 매우 가파르게 변화하므로 이때 주어진 압력변화에 대한 온도변화가 작다는 것을 알 수 있다. 따라서 관내 압력강하에 따른 온도변화가 작아지게 된다. 예를 들어 0℃에서 CO₂의 경우 1kPa의 압력강하가 발생할 때 그에 해당하는 온도강하는 대략 0.01K이다. 반면에 동일한 압력강하가 발생하였을 때, R-410A와 R-134a의 경우 각각 0.04K와 0.10K로 4~10배 정도 높은 온도변화를 나타내게 된다.

높은 증기압력과 임계점에 가까운 작동조건으로 인해 CO₂의 액과 증기의 밀도는 다른 냉매에 비해 상당히 다른 특성을 나타내게 된다. 증기밀도는 기상의 유동 운동량에 영향을 미치며, 기상과 액상사이의 전단력에도 영향을 미친다.⁷⁾ 따라서 CO₂ 냉매의 높은 증기 밀도는 이상유동양식에 매우 큰 영향을 미칠 것으로 판단된다.

Fig. 1.7은 온도변화에 따른 CO₂의 기상밀도를 나타내고 있으며 Fig. 1.8은 여러 냉매의 기상에 대한 액상의 밀도비를 비교한 것이다. CO₂의 밀도는 임계점 부근에서 온도에 따라 급격하게 변화하며 CO₂의 경우 기상에 대한 액상의 밀도비가 다른 냉매에 비해 상당히 작다. 예를 들어 0℃에서 CO₂의 기상밀도(98 kg/m³)에 대한 액상밀도(927 kg/m³)의 비는 대략 10이며 R-410A 와 R-134a의 밀도비는 65와 89이다. 그리고 R-410A 와 R-134a의 기상밀도는 각각 31과 14 kg/m³으로 이는 CO₂ 기상밀도의 32% 와 14%에 해당한다. 이러한 낮은 밀도비로 인해 CO₂의 경우 이상유동을 다른 냉매에 비해 보다 균질유동으로 가정할 수 있으며⁸⁾ 기상에 대한 액상의 밀도비는 유동양식을 결정함으로써 열전달율에 영향을 미치기 때문에 증발열전달에 있어 중요한 역할을 하게 된다.⁷⁾

냉매의 표면장력은 핵비등에 영향을 미치며, 이상유동 특성에도 영향을 미치게 된다. 낮은 표면장력은 핵발생이나 증기기포의 성장에 필요한 과열도를 줄이게 되며 따라서 열전달을 촉진시키게 된다. 액의 젖음 특성(벽면의 액막 분포도) 또한 표면장력의 영향을 받게 되며 따라서 증발열전달에 영향을 미친다. CO₂의 경우 낮은 표면장력으로 인한 낮은 액상의 표면 안정성은 액적생성과 혼입의 증가로 인해 열전달에 부정적인 영향을 미치는 것으로 보고되고 있다.⁷⁾

Fig. 1.9는 포화 CO₂ 액의 표면장력과 점성계수를 다른 냉매들과 비교한 것이다. 냉매의 표면장력은 온도에 따라 감소하며 임계점에서 0이 된다. Fig. 1.9에 나타낸 것처럼 CO₂의 표면장력은 다른 냉매에 비해 작다. 예를 들어 0℃에서 0.0044 N/m로 동일온도에서 R-134a에 비해 2.5배 정도 작다.

액상의 점성계수 및 기상에 대한 액상의 점성계수비는 유체유동 특성과 대류특성 그리고 이상유동 열전달과 압력강하에 있어서 중요한 인자이다. 0℃에

서 포화 CO₂ 액의 점성계수는 R-134a의 40%밖에 되지 않는다. 하지만 이때 두 유체의 기상의 점성계수는 거의 비슷한 값을 가진다.⁶⁾

Fig. 1.10은 CO₂의 열전도도를 나타낸 것으로 단상류 및 이상류 모두에 있어 열전달율을 높이기 위해서는 높은 열전도도가 필수조건이다. CO₂의 경우 0℃에서 포화 액과 증기의 열전도도는 R-134a의 액상과 기상에 비해 각각 20% 와 60% 정도 높은 것을 알 수 있다.

Table 1.1 Comparison of some refrigerants with CO₂

Refrigerant	R-22 HCFC	R-134a HFC	R-410A HFC-HF C	R-717	R-290	R-744	
Chemical Formula	CHClF ₂	CH ₂ FCF ₃	CH ₂ F ₂ / CHF ₂ CF ₃	NH ₃	C ₃ H ₈	CO ₂	
Natural Substance?	No	No	No	Yes	Yes	Yes	
ODP	0.05 ^{a)}	0	0	0	0	0	
GWP ^{b)} 100a	1,500	1,200	1,730	0	3	1(0 ^{c)})	
20a	4,100	3,100	-			1(0 ^{c)})	
TLV _{8h} ^{d)} [ppm]	1,000	1,000 ^{e)}	1,000	25	1,000	5,000	
Flammable or Explosive?	No ^{f)}	No ^{f)}	No	Yes	Yes	No	
Toxic / irritating	Yes	Yes	-	No	No	No	
Relative price (approximately)	1	3-5	5	0.2	0.1	0.1	
Reduced pressure ^{g)}	0.10	0.07	0.16	0.04	0.11	0.47	
Reduced temperature ^{g)}	0.74	0.73	0.79	0.67	0.74	0.90	
Refrigeration capacity	4,356	2,868	6,763	4,382	3,907	22,545	
Molar mass [kg/kmol]	86.48	102.03	72.6	17.03	44.1	44.1	
Critical parameters	t _{crit} [°C] p _{crit} [bar]	96.2 49.9	101.2 40.7	72.5/84.9 49.5	132.3 113.3	96.7 42.4	31.1 73.8
NBP	t _N [°C]	-40.8	-26.2	-52.7	-33.3	-42.1	-78.5 ^{h)}
First commercial use as a refrigerant		1936	1990	?	1859	?	1869
Last production date ⁱ⁾		2029	open	open	open	open	open

a) Somewhat higher value have been suggested by recent studies.

b) Global warming potential in relation to CO₂, with 20 and 100 years integration time.

c) CO₂ is recovered from waste gas.

d) Threshold limit value: time weighted average concentration to which one may be repeatedly exposed for 8h per day or 40h per week without adverse effect.

e) Suggested by ICI etc.

f) Although considered to be non-flammable, both R-22 and R-134a are combustible in certain mixtures with air at elevated pressures, but ignition may be difficult.

g) Ratio of saturation pressure and temperature at 0°C to critical value.

h) Sublimation temperature(triple point -56.6°C at 5.18bar).

i) By a montreal protocol, developed countries

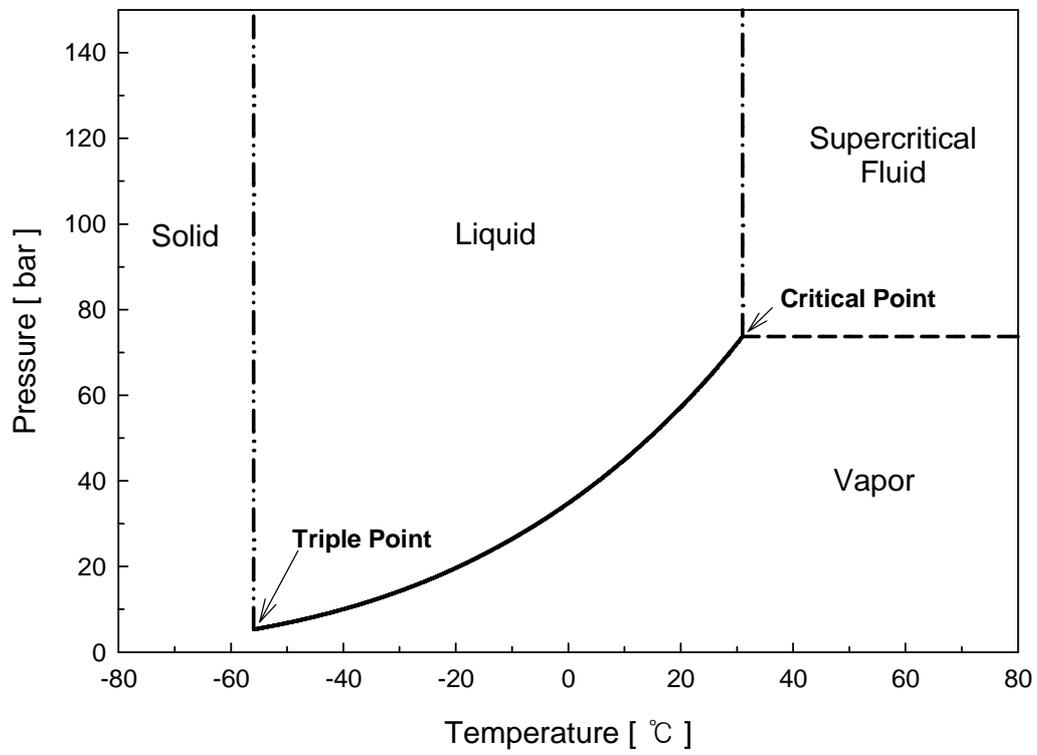


Fig. 1.1 Phase diagram of CO₂.



Photo. 1.1 Conventional (left) and prototype (right) CO₂ evaporator for mobile air-conditioner.

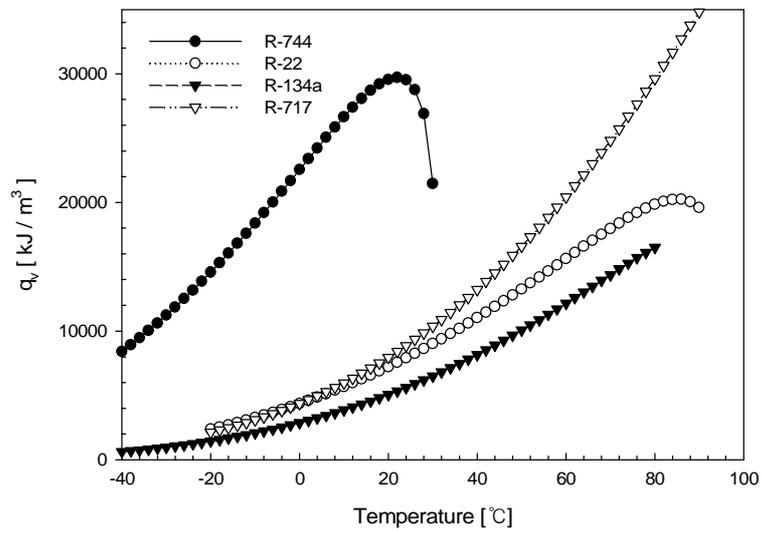


Fig. 1.4 Volumetric refrigeration capacity for refrigerants.

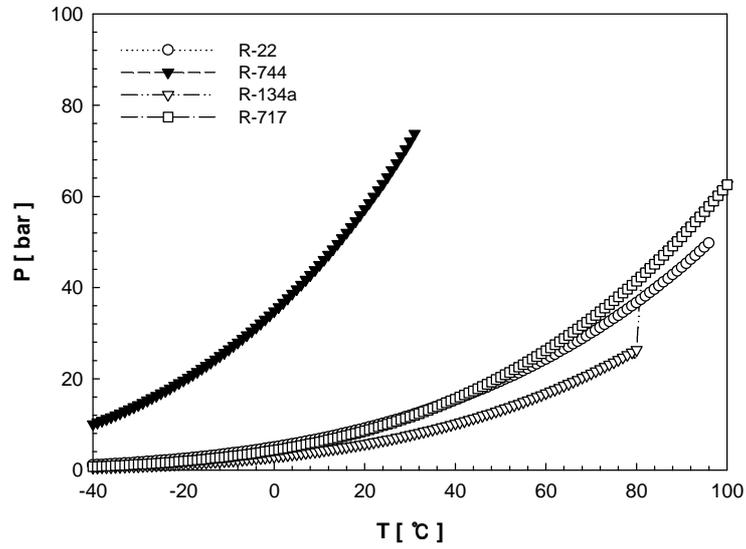


Fig. 1.5 Vapor pressure for refrigerants.

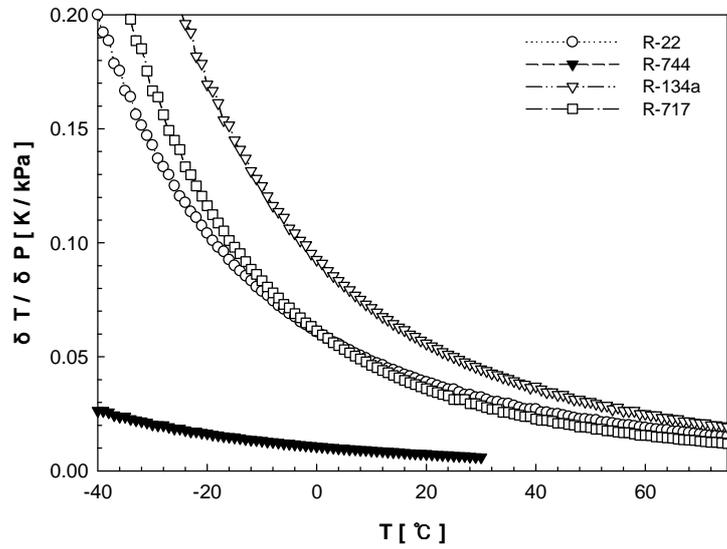


Fig. 1.6 Slope of saturation pressure curve $\delta T / \delta P$ for refrigerants.

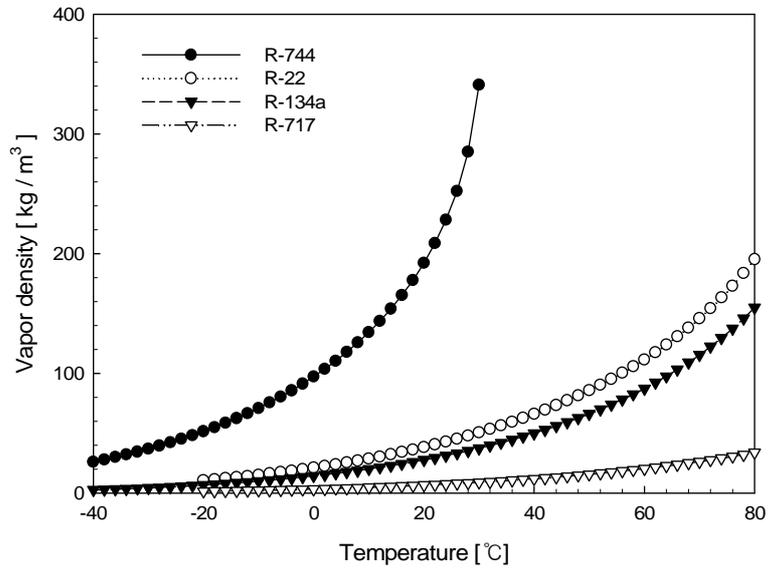


Fig. 1.7 Vapor density for refrigerants.

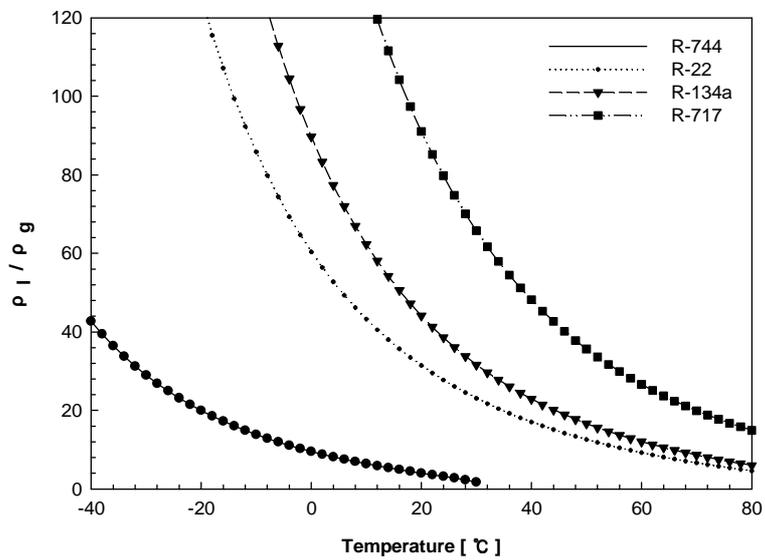


Fig. 1.8 Ratio of liquid to vapor density at saturation for refrigerants.

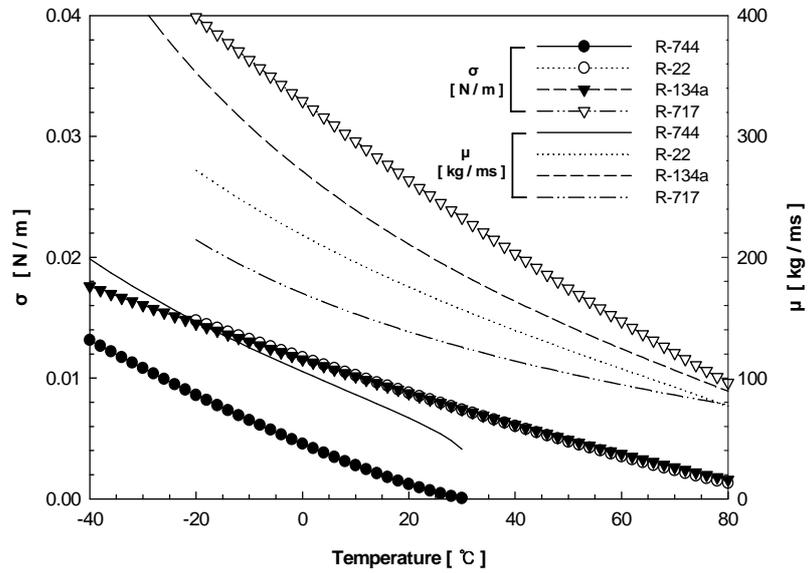


Fig. 1.9 Surface tension and viscosity for refrigerants.

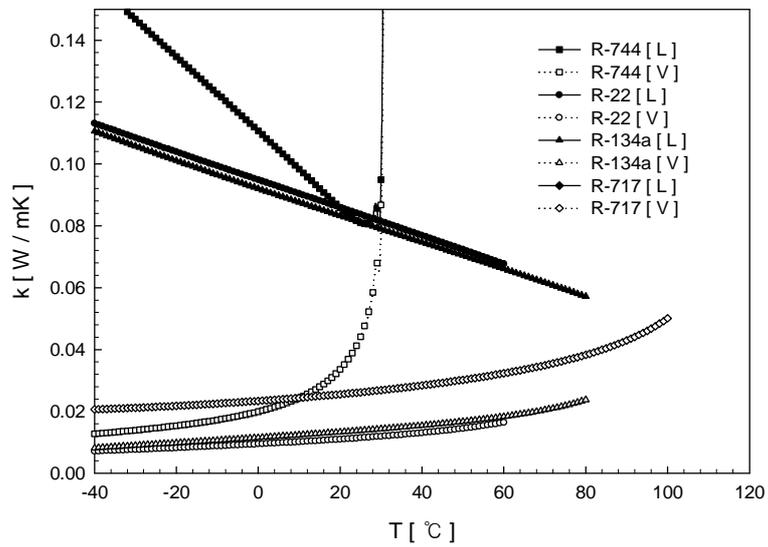


Fig. 1.10 Thermal conductivity for refrigerants.

1.3 CO₂ 증발 열전달에 대한 기존 연구

CO₂ 냉매의 증발 열전달 및 압력강하에 대한 연구 사례는 그 수가 적을 뿐 아니라 그 결과에 있어서도 일관된 형태를 나타내지 못하고 있다. 이는 CO₂의 경우 특히 다른 냉매에 비해 독특한 특성을 가지기 때문으로 판단된다.

여러 가지 연구사례를 살펴보면 Bredesen 등(1997)⁸⁾은 내경 7 mm의 알루미늄 수평관을 사용하여 순수 CO₂의 증발 열전달 및 압력강하에 대한 실험을 하였다. 이 연구를 통해 Bredesen 등은 CO₂가 기존의 HCFC계 냉매에 비해 상당히 높은 열전달계수를 가지며 압력강하가 상당히 낮다는 것을 밝혔다. 더욱이 실험결과를 볼 때 열유속이 증가 할 때 압력손실의 증가 없이도 열전달 계수가 상당히 증가하는 것을 밝혀내었다. 또한 보다 낮은 질량유속과 압력강하를 유지하면서도 높은 열전달계수를 얻을 수 있다는 결론을 얻었다. 이 실험 대부분의 조건에서 국소열전달 계수는 건도 0.9 부근 까지 증가하는 경향을 나타내었다. 하지만 증발 온도 5°C에서는 건도가 증가할수록 열전달계수가 감소하는 매우 다른 양상을 나타내었다. 이 경우($G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T=5^\circ\text{C}$, $q=6 \text{ kW/m}^2$) 열전달계수는 건도 0.2일 때 $14 \text{ kW/m}^2\text{K}$ 에서 건도 0.9일 때 $8 \text{ kW/m}^2\text{K}$ 까지 감소하였다. Bredesen은 이러한 경향을 높은 압력과 임계점 부근에서의 낮은 액/증기 밀도에 의한 것으로 설명하고 있다.

Bredesen 등(1997)의 연구결과에 기초하여 Hwang 등(1997)⁹⁾은 일반적으로 쓰이고 있는 Chen(1966), Bennett-Chen(1980), Gungor-Winston(1987), Shah(1976), Schrock-Grossman(1959), Liu-Winterton(1991)에 의해 개발된 6개의 실험 상관식의 적용에 대해 연구하였다. Hwang 등은 CO₂의 증발 열전달계수를 예측하는데 있어 이들 상관식들이 매우 큰 오차(20%~80%)범위를 가지고 있는 것을 밝혀내었다. 그리고 Hwang 등은 수평평활관내 CO₂의 증발

열전달계수를 예측하기 위해 Bennett-Chen 상관식을 수정한 새로운 상관식을 제안하였다. Hwang 등은 새로운 상관식이 Bredesen 등의 실험데이터를 평균 오차 14%이내로 예측하였다고 밝히고 있다.

Sun and Groll¹⁰⁾은 내경 4.16 mm의 스텐레스 수평관에서 CO₂의 증발 열전달 실험을 하였다. 전반적으로 열전달계수는 건도가 증가할수록 감소하는 것으로 나타났다. 건도 0.4~0.6이상의 지점에서 매우 급격하게 또는 그보다 작은 규모일지라도 열전달계수의 감소가 거의 모든 실험에서 관찰되었다. 그들의 논문에서는 이를 액막의 드라이아웃으로 설명하였다. 그리고 저건도 영역에서 열전달계수는 질량유속의 변화에 영향을 크게 받지 않지만 열유속의 변화는 매우 큰 영향을 미치는 것을 발견하였다. 이는 저건도 영역에서 핵비등 열전달 기구가 지배적이라는 증거이며 드라이아웃 이후의 열전달은 질량유속의 영향을 받으며 이는 대류 열전달이 지배적이기 때문이라고 밝히고 있다.

Hihara and Tanaka(2000)¹¹⁾는 내경 1 mm의 스텐레스 마이크로 채널관에서 실험을 하였다. 이들은 저건도의 핵비등 영역에서 매우 높은 열전달계수(10~20 kW/m²K)를 얻었으며 드라이아웃 발생지점에서 열전달계수는 매우 급격하게 감소하였다. 이 실험에서 드라이아웃은 질량유속이 360 kg/m²s 일 때 건도 약 0.8에서 발생하며 질량유속이 1440 kg/m²s로 증가하면 발생지점이 건도 0.4로 감소하게 된다.

Pettersen(2000)¹²⁾은 내경이 0.787 mm이고 25개의 채널을 가지는 길이 540 mm의 알루미늄 마이크로채널을 사용하여 증발실험을 하였다. 증발 열전달 및 압력강하 데이터는 온도(0~20℃), 열유속(5~20 kW/m²), 질량유속(200~600 kg/m²s) 그리고 건도 (0.2~0.92)와 같이 아주 넓은 범위에 걸쳐 측정되었다. 실험결과 어느 정도 낮은 건도에서는 핵비등 기구가 지배적임을 나타내었다. 질량유속과 온도가 높아질수록 드라이아웃의 영향이 매우 중요하며 이 때 열

전달계수는 건도가 증가할 수 록 매우 급격히 감소하였다. 연구자들은 논문에서 CO₂의 경우 액상과 기상 사이의 낮은 밀도비가 이상유동 특성에 많은 영향을 미친 것으로 판단하고 있으며 열전달계수의 계산모델로는 Slipcevic과 Kandlikar에 의해 제안된 계산모델을 제안하고 있다.

Zhao 등(1997)¹³⁾은 수평 평활관내 암모니아와 CO₂의 증발 열전달특성에 대해 연구하였다. 시험부는 내경 5.44 mm, 길이 1.78 m인 원관으로 가열원으로서 온수가 사용되었으며 평균열전달계수를 계산하였다. Zhao 등은 Bredesen 등(1997)에 비해 열전달계수가 약간 낮게 나타났다. 이 두 결과 사이의 오차는 아마도 다른 가열방식을 사용함으로써 인해 열경계 조건이 변화하였기 때문으로 판단된다. 열선을 이용한 가열의 경우 일정한 열유속이 주어지지만 유체를 사용한 가열은 대류경계층의 발달로 열유속이 일정하게 주어지지 못한다. 하지만 Bredesen 등의 결과와 같은 경향을 나타내었으며, 또한 Zhao 등은 CO₂ 열전달계수의 평균값과 R-134a, R-12, R-22의 평균값을 비교하여 CO₂의 열전달계수가 월등히 높음을 나타내었다.

Yoon (2002)¹⁴⁾은 수평관내 CO₂의 증발열전달 및 압력강하에 대해 연구하였다. 시험부는 내경이 7.75 mm, 길이 5 m인 수평평활관으로 직접가열방식을 사용하였다. 이 연구에서 Yoon은 임계건도 이후에서 증발열전달 계수가 급격히 감소하는 것을 나타내었으며 이러한 특성을 고려하여 CO₂의 증발 열전달 및 압력강하를 예측하기 위한 새로운 상관식을 제안하고 있다. 이 상관식은 7.75 mm 관에 대해 제안된 상관식으로 관경이 변할 경우 어느 정도 오차를 나타낼 가능성이 있는 것으로 판단된다.

Table 1.2 Summary of studies on CO₂ evaporation heat transfer

Investigator	Material and geometry	Heat flux (kW/m ²)	Mass flow rate (kg/m ² s)	Saturation temperature (°C)	Remarks
Bredesen et al. (1997)	Aluminium horizontal tube I.D 7 mm	6	200~	5	
Hwang et al. (1997)	Aluminium horizontal tube I.D 7 mm	3~9	200~400	-25 ~ 5	
Sun and Groll (2000)	Stainless steel horizontal tube I.D 4.6 mm	10~50	500~1670	-2 ~ 10	Quality 0~0.95
Hihara and Tanaka (2000)	Stainless steel micro-channel I.D 1 mm	9~36	360~1440	15	Quality 0.1~0.9
Pettersen (2000)	Aluminium micro-channel I.D 0.81 mm	5~20	190~570	0 ~ 25	
Zhao et al. (1990)	Stainless steel horizontal tube I.D 6 mm	10~20	160~320		Quality 0.05~0.6
Yoon (2002)	Stainless steel horizontal tube I.D 7.75 mm	12.3~18.9	212~530	-4 ~ 20	

1.4 연구 목적

최근의 냉동 · 공조 히트펌프 산업이 기존의 냉매가 가지고 있는 오존층 파괴 및 지구온난화 문제로 인한 사용규제로 어려운 상황에 놓여있는 것을 감안할 때 이에 대한 대책이 시급한 실정이다. 현재 가장 유력시 되고 있는 대체냉매로는 자연냉매를 사용하는 방안이 제시되고 있으며 그 중에서도 CO₂는 뛰어난 안정성 및 우수한 열역학적 물성치로 인해 매우 유력한 대체냉매로써 주목을 받고 있다. 이미 기술한 대로 CO₂ 냉매의 증발열전달에 관한 연구는 최근 들어 많은 연구가 이루어지고 있지만 CO₂의 복잡한 전열특성 및 물성치로 인해 열전달 및 압력강하에 관한 사항들이 명확히 밝혀져 있지 않은 상태이며 연구결과 사이에는 서로 다른 경향을 나타내는 경우도 많다. 따라서 보다 많은 실험을 통해 일관된 경향을 찾아내는 것이 중요하다.

본 연구에서는 CO₂의 증발과정에 있어 질량유속, 열유속, 포화온도와 같은 시스템 작동변수 들을 변화시켜가며 증발열전달 및 압력강하 특성을 분석하고 기존 상관식과의 비교 · 검토를 통해 CO₂용 증발 열교환기의 기초설계 자료를 제시하는데 그 목적이 있다.

제 2 장 실험 장치 및 방법

2.1 증발 열전달 실험

제 2장에서는 실험장치 및 실험에 관한 전반적인 사항을 다루고 있다. 실험 장치의 구성요소 및 순환과정에 대해 다루고 있으며 압력 및 온도의 측정과 측정방법, 측정에 사용된 장비에 관한 자세한 사항을 나타내고 있다. 또한 실험조건에 대해서도 나타내었다. 본 장에서 제시하고 있는 정보들은 실험과정과 연구결과를 이해하는데 보다 도움을 줄 것이며 차후 유사한 실험을 하고자 할 때 도움을 줄 것이다.

2.1.1 실험 장치

Fig 2.1은 실험장치의 전체적인 개략도를 나타낸 것이다. 실험장치는 CO₂ 냉매의 증발 열전달계수 및 압력강하를 측정할 수 있게 제작이 되었다. 실험은 압축기 오일의 영향을 배제하기 위해 기어 펌프를 사용한 강제순환 방식으로 이루어 졌다. 실험장치는 크게 마그네틱 기어펌프(①)와 질량 유량계(②), 보조 냉각기(③), 예열기(④), 시험부(⑤), 응축기(⑥), 수액기(⑦)로 구성되어 있다. 냉매의 순환 과정을 살펴보면 과냉(sub-cooled) 액상태로 냉매 펌프를 나온 냉매는 냉매 질량유량계를 지나면서 냉매의 유량이 측정되고 보조 냉각기에서 펌프나 질량유량계에서 발생할 우려가 있는 냉매 기포를 재응축 시키게 된다. 그리고 예열기에서 일정 열량을 가해 시험부 입구건도를 조절하게 된다. 입구 건도가 정해진 냉매는 시험부로 유입되게 되며 시험부에서 증발 과정을 거쳐 일정 건도의 증기가 된다. 시험부는 파워서플라이(0-30V, 0-200A)에서 공급되는 전류가 시험에 사용된 관에 직접 가해지는 직접 가열

방식에 의해 균일한 열유속이 공급되게 된다. 시험부에서 증발이 이루어진 냉매는 응축 열교환기를 지나면서 응축되고, 응축된 액상의 냉매는 수액기에 모인 뒤 냉매펌프로 공급되어 냉매 사이클을 완성하게 된다. Photo. 2.1에 실제 실험장치의 사진을 첨부하였다.

Fig 2.2는 시험부의 개략도를 나타낸 것이다. 열전달 과정에 있어서 열적 입구효과를 피하고 낮은 열유속에서도 고건도 데이터를 얻기 위해 전체 길이 4 m로 시험구간의 길이를 길게 하였다. 시험부에 사용된 관은 파워서플라이(0-30V, 0-200A)의 성능 한계를 고려하여 적절한 저항값을 가지며 시험부에 전기적, 열적 균일함을 유지하기 위해 이음매 없는(seamless) 스테인레스 스틸(Type 316) 수평 평활관을 사용하였으며 시험부는 절연피팅(di-electric fitting)을 사용하여 시험부 이외의 장치와 전기적으로 절연되었다. 실험에 사용된 관의 열전도도 및 고유저항값은 열전도도의 경우 300K에서 $13.4\text{W/m}\cdot\text{K}$, 고유저항값은 $740\text{n}\Omega\cdot\text{m}$ 이며, 내경은 4.55 mm, 외경은 6.35 mm이다. 그리고 시험부는 외기와의 열교환을 피하기 위해 유리섬유로 감싼 뒤 단열재로 열량의 외부 유출을 방지하였다. 또한 전기요소의 외부누설을 방지하기 위해 폴리에스테르 재질의 튜브 지지대를 사용하여 구조물에 고정되었으며 열팽창으로 인한 축 방향 이동은 가능하게 하였다.

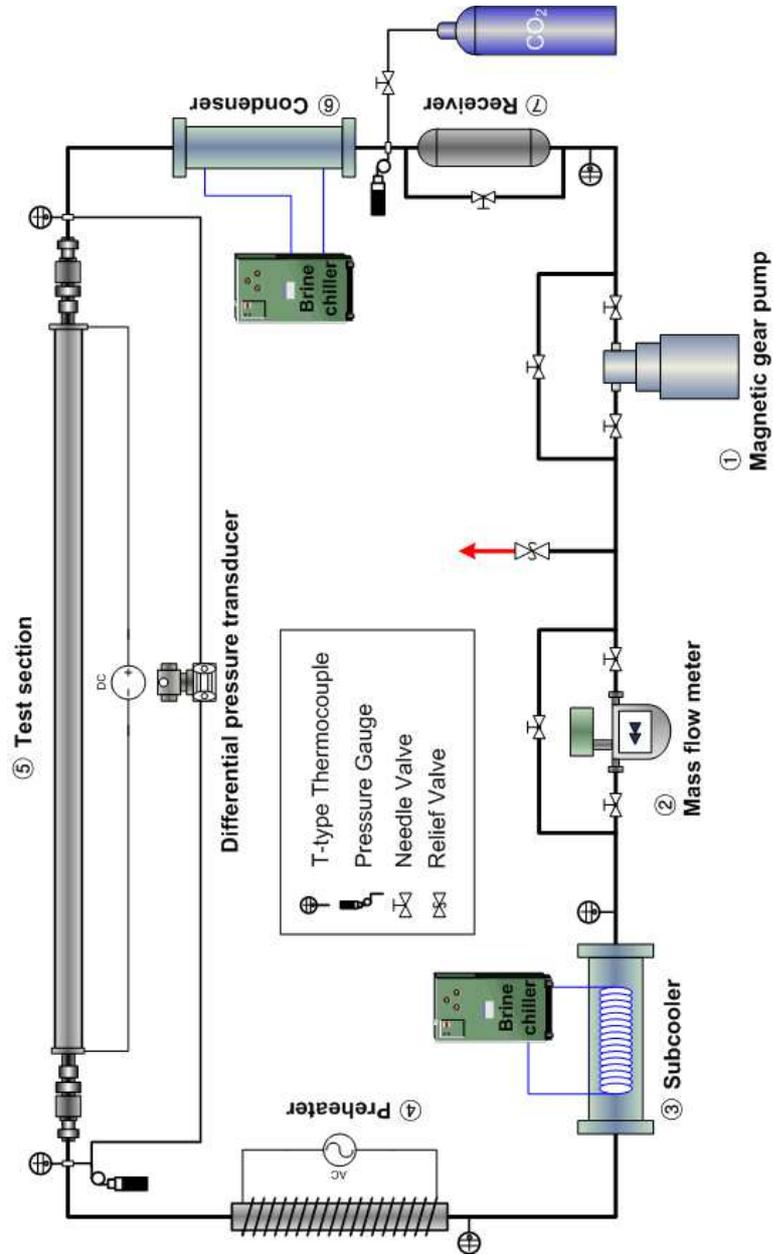


Fig. 2.1 Schematic diagram of experimental apparatus.

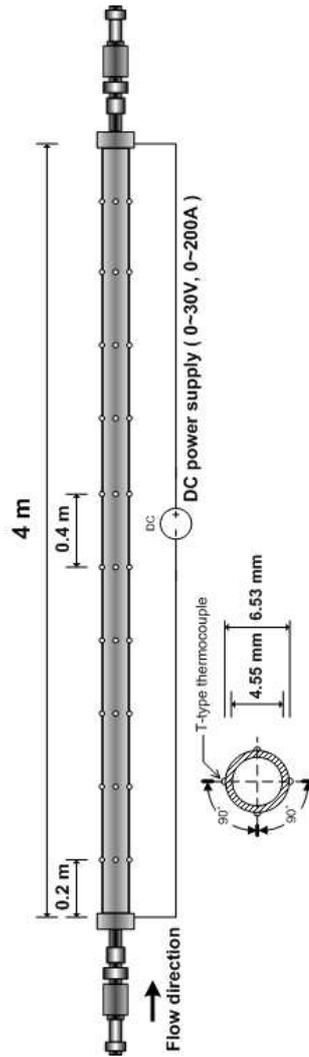


Fig. 2.2 Schematic diagram of the test section.

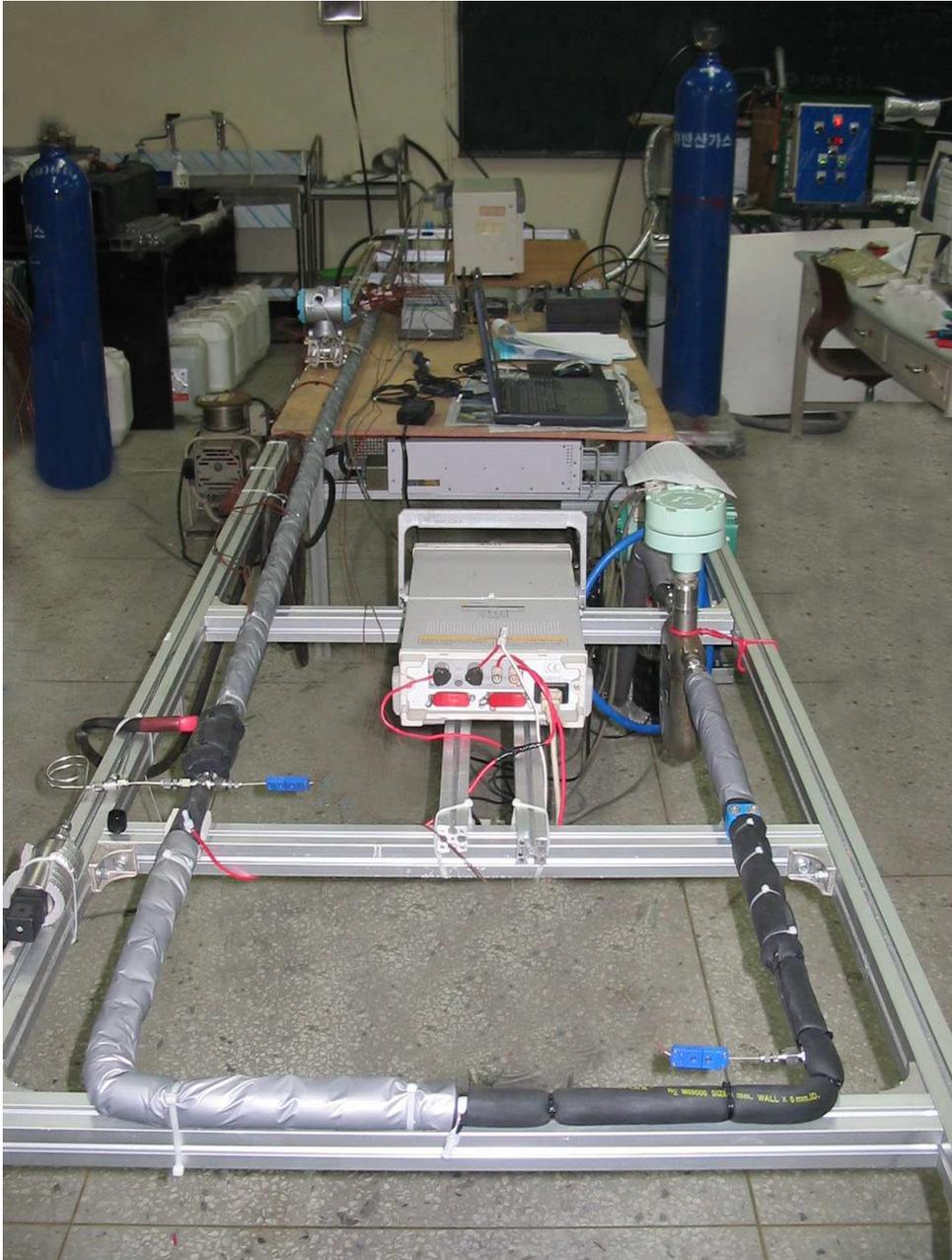


Photo 2.1 Experimental apparatus for evaporation heat transfer test.

2.1.2 계측

-온도 측정

열전달 계수의 계산에 필요한 관 내벽면 온도의 경우 실제 장치에서 열전대를 관 내벽에 설치하여 측정하는 것이 불가능하므로 관 외벽면 온도의 측정을 통해 1차원 열전도 방정식을 사용하여 개략적인 값을 사용하고 있다. 관 외벽면 온도는 Fig 2.2에 나타낸 것과 같이 400 mm 간격으로 시험부의 10개 구간에서 T-type 열전대를 부착하여 측정하고 있으며 각 구간에서 원주방향으로 상하좌우 4개 지점의 온도를 측정하였다. 관벽온도의 측정에 있어 직접가열방식의 특성상 열전대가 관벽에 직접 부착될 경우 문제가 발생하게 된다. 따라서 열전대를 부착할 때 접촉저항을 줄이고 시험부와 열전대를 전기적으로 절연하기 위해 Thermal Grease(Omegatherm 201)를 사용하였다. 시험부 입구와 출구의 냉매온도는 1.6 mm 직경의 sheathed T-type 열전대(ungrounded)를 사용하여 측정되어 졌으며 이를 통해 냉매의 입·출구 상태가 판단되어진다.

-압력 측정

포화온도의 결정은 시험부 입구에서 절대압계를 통해 계측된 압력으로 결정된다. 시험부 입구와 출구사이의 차압은 절대압계와 차압계를 사용하여 측정되며 각 구간에서의 포화압력은 관 길이방향을 따라서 선형적으로 변화한다고 가정하였다.

-전력 측정

저전압 고전류 파워서플라이(0-30V, 0-200A)는 전류 직접가열 방식으로 시험부에 균일한 열유속을 공급하게 된다. 원하는 실험조건을 맞추기 위해 파워서플라이에서 공급되는 전압을 변화시켜 공급되는 열유속을 조절하였으며, 공급되는 전압과 전류값은 파워서플라이 자체 표시창을 통해 나타난다. 이때 계측값의 오차범위는 $\pm 0.25V$, $\pm 2A$ 이다.

- 질량유속 측정

질량유속은 이산화탄소 냉매의 건도 계산에 있어 필요한 비엔탈피를 결정하는데 필요하다. 질량유속을 측정하기 위해 코리올리식 질량유량계가 사용되었으며, 냉매의 질량유속은 액상의 상태로 밀도와 함께 측정되었다.

- 데이터 수집

모든 실험은 정상상태 조건에서 이루어 졌다. 데이터 수집은 데이터로깅 시스템과 컴퓨터를 통해 이루어 졌으며, 측정 시스템은 Fig 2.3에 나타내었다. 데이터는 RS-232C 통신채널을 사용하여 압력과 온도, 질량유량이 정상상태로 안정되었을 때 기록되었다. 정상상태는 계측기에 기록되는 데이터들의 편차가 일정범위 이내로 안정되었을 때 이며, 그 조건으로는 온도 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$, 압력 ± 5 kPa, 그리고 질량유량 0.2 kg/s 이내일 때로 규정하였다.

Table 2.1은 실험에 사용된 계측 및 공급 기기의 사양을 나타내고 있다. 사용된 기기는 모두 고압용으로 설계된 제품들이며 사전 보정작업을 통해 측정의 정확성이 확보되었다.

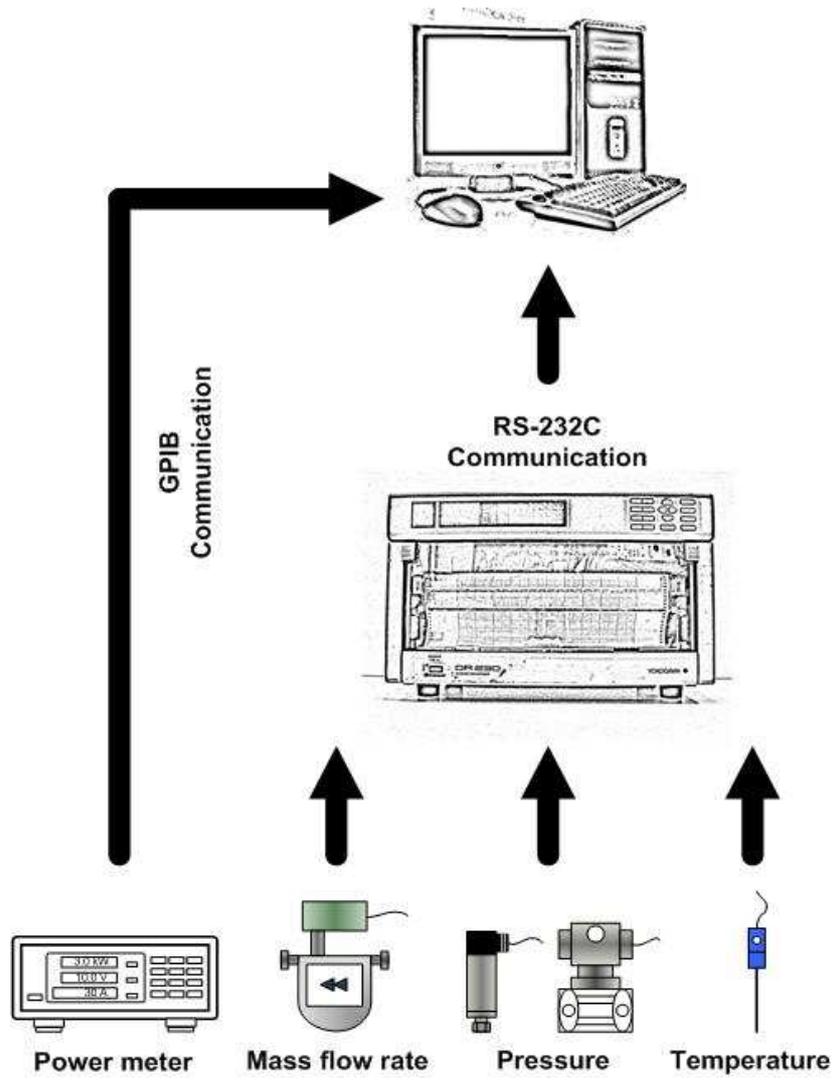


Fig. 2.3 Schematic diagram of measurement system.

Table 2.3 Specifications of measuring instruments.

Multi channel hybrid recorder	
<p>Model Yokogawa, DR232, DT300 /Subunit DS600/Module DU200</p> <p>Maximum input channel 360ch.</p> <p>Measurement accuracy</p>	
Absolute pressure transducer	
<p>Model Druck, PTX611</p> <p>Range 0 ~ 160 bar</p> <p>Accuracy $\pm 0.04 \% \text{ F.S}$</p>	
Differential pressure transmitter	
<p>Model Druck, STX2100</p> <p>Range 0 ~ 5 bar</p> <p>Accuracy $\pm 0.1 \%$</p>	
Refrigerant pump	
<p>Model Micropump, Series 5000</p> <p>Flow rate range 0~13.5 LPM</p> <p>Maximum system pressure 103 bar</p>	
Mass flow meter	

Model	OVAL, CN006-CT9401	
Range	0~6 kg/min	
Accuracy	±0.1%	

Power supply

Model	Xantrex, XPR 30-200	
Range	0~30V, 0~200A, 6000W	
Meter accuracy	0.25V, 2.0A	

Sheathed thermocouple & thermocouple wire

Type	T	
Grade	KS-0.4 class	
Type of hot junction	ungrounded	

Dielectric fitting

Model	SS-4-DE-6	
Electric resistance	$10 \times 10^6 \Omega$	
Pressure rating	max 344 bar	
Temperature rating	-40~93°C	

2.1.3 실험 조건

냉매의 증발 열전달은 유동양식에 의해 거의 결정된다. 또한 이러한 유동양식에 영향을 미치는 질량유속 및 열유속 그리고 냉매의 물성치에 영향을 미치는 포화온의 변화는 냉매의 증발열전달 특성에 많은 영향을 미치게 된다. 따라서 본 연구에서는 질량유속, 열유속, 포화온도를 다양하게 변화시켜 가며 실험을 하였다. 실험범위는 질량유속 $200 \sim 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속 $10 \sim 40 \text{ kW/m}^2$, 포화온도 $0 \sim 20^\circ\text{C}$ 범위에서 건도에 따른 열전달계수의 변화를 살펴보았다. 이 범위에서 실험을 하는 이유는 CO_2 는 임계온도가 31.1°C (73.8bar)로 상당히 낮기 때문에 CO_2 냉매의 경우 증발조건이 보다 임계점에 가까워지게 되며, 이때 CO_2 의 환산온도(T/T_{crit})와 환산압력(P/P_{crit})도 상당히 높아지게 된다. 이미 Cooper¹⁵⁾에 의해 논의된 것과 같이 이는 증발열전달에 있어 상당한 영향을 미치게 될 것으로 판단된다. 그리고 0°C 와 20°C 사이의 포화온도에서 CO_2 는 높은 밀도를 가지게 된다. 그 결과, 액상과 기상의 밀도비가 일반적으로 사용되는 냉매에 비해 매우 낮다. 그로 인해 CO_2 냉매의 경우 기존 냉매에 비해 보다 균질유동으로 고려할 수 있다. 더욱이 $0 \sim 20^\circ\text{C}$ 온도범위 내에서 CO_2 의 표면장력이 매우 낮기 때문에 이 범위에서의 증발 열전달이 중요하게 된다. 때문에 이러한 사항들을 염두에 두고, 0°C 와 20°C 사이의 온도에서 CO_2 냉매의 열전달과 압력강하특성을 분석해보기로 하였다. 그리고 이 온도 범위에 관심을 가지는 또 다른 이유는 공조용 증발열교환기에 초점을 두었기 때문에 일반적인 공조기에서 증발기의 작동온도인 $0 \sim 20^\circ\text{C}$ 를 실험범위로 선정하였다.

Table 2.2 Experimental conditions.

Refrigerant	CO ₂ (R-744)
Test section	Horizontal stainless steel tube
Inner diameter of tube(mm)	4.53
Tube length(m)	4
Mass flux(kg/m²s)	200~1000
Heat flux(kW/m²)	10~40
Saturation temperature(℃)	0~20
Quality	0~1

2.2 데이터 정리

2.2.1 열전달

본 연구에서는 CO₂ 냉매의 물성값 계산에 NIST(National Institute of Standards and Technology)에서 개발한 냉매 물성계산 프로그램 'REFPROP(Ver 6.02)'를 사용하였다.

시스템에 가해지는 열량은 파워서플라이에 의해 가해진 값으로 측정되었다.

$$Q_e = V \cdot I \quad (2.1)$$

여기서 Q_e (kW)는 시험부에 가해지는 열량이며, V 와 I 는 각각 전압과 전류값을 나타낸다.

그리고 시험부에 가해지는 열유속 q_e (kW/m²)는 다음 식에 의해 계산되었다.

$$q_e = \frac{Q_e}{\pi \cdot D_i \cdot \Delta z} \quad (2.2)$$

열전달 계수는 다음의 식 (2.3)과 같이 나타내어진다.

$$h_e = \frac{q_e}{T_{wi} - T_{sat}} \quad (2.3)$$

여기서 q_e 는 시험부에 가해지는 열유속이며, T_{wi} 는 측정된 외벽면 온도 T_{wo} 에서 열발생이 있는 원통에서의 일차원 열전도 방정식을 사용하여 구해진 관내 벽면 온도이다.

$$T_{wi} = \frac{\dot{q}_o^2}{4k} \left[1 - \left(\frac{r_i}{r_o} \right)^2 \right] + \frac{\dot{q}_o^2}{2k} \ln \left(\frac{r_i}{r_o} \right) + T_{wo} \quad (2.4)$$

여기서 \dot{q}_o (kW/m³)는 단위체적당 열발생량이며, k 는 관의 열전도도이다.

그리고 열전대가 부착된 각 지점에서 평균 벽면온도는 다음과 같이 관의 상, 하, 좌, 우 네 곳에서 측정된 온도를 측정된 온도를 평균하여 사용하였다.

$$T_{wo} = \frac{T_{top} + T_{right} + T_{left} + T_{bottom}}{4} \quad (2.5)$$

냉매의 포화온도 T_{sat} 는 측정된 압력과 차압으로부터 REFPROP(McLinden et al., 1998)를 사용하여 해당 압력의 포화온도를 구하였다. 이 때 각 지점에서의 포화온도는 관 길이방향으로 선형적으로 변화한다고 가정하였다.

건도 x 는 냉매의 증발 잠열에 대한 각 온도 측정점에서의 엔탈피비로 정의된다.

$$x = \frac{i - i_l}{i_{lg}} \quad (2.6)$$

각 지점에서의 비 엔탈피는 다음 식에 의해 계산되어 진다.

$$i = i_{in} + \frac{q_e}{G} \quad (2.7)$$

여기서 i_{in} 은 과냉상태의 입구 엔탈피 이며, G 는 질량유속 그리고 q_e 는 입구에서 온도 측정지점 까지 구간에서 가해지는 열유속이다.

2.2.2 압력강하

관 내 이상 유동 압력강하는 정압강하 ΔP_{static} , 운동량 압력강하 ΔP_{mom} 그리고 마찰 압력강하 ΔP_{frict} 의 3가지 항의 합으로 다음과 같이 나타내어진다.

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{static} + \Delta P_{mom} + \Delta P_{frict} \quad (2.8)$$

수평관 내에서는 정압 수두의 변화가 없기 때문에 $\Delta P_{static} = 0$ 이다. 운동량 압력강하는 유동에 의한 운동에너지의 변화를 반영하며 본 논문에서는 다음과 같이 계산하였다.

$$\Delta P_{mom} = G^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\epsilon)} + \frac{x^2}{\rho_g \epsilon} \right]_{out} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\epsilon)} + \frac{x^2}{\rho_g \epsilon} \right]_{in} \right\} \quad (2.9)$$

여기서 G 는 액체와 기체의 총 질량유속이고 x 는 증기 건도이다. 본 연구에서 기공율 α 는 수평관에서 Rouhani and Axelsson¹⁶⁾ 드리프트 플릭스 모델의 Steiner¹⁷⁾ 버전을 사용하여 얻어졌다.

$$\alpha = \frac{x}{\rho_g} \left[(1 + 0.12(1-x)) \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1.18(1-x)[g\sigma(\rho_l - \rho_g)]^{0.25}}{G^2 \rho_l^{0.5}} \right]^{-1} \quad (2.10)$$

입구와 출구의 증기건도에 실험에서 얻어진 값을 사용하면 운동량 압력강하를 계산할 수 있다. 그러므로 실험적 이상 마찰 압력강하는 식 (2.8)로 이루어진 측정된 총 압력강하 값으로부터 계산된 운동량 압력강하 값을 제함으로서 계산할 수 있다.

제 3 장 증발 열전달

수평관내 증발 열전달은 액상의 냉매가 기상으로 변하는 과정에서 액상과 기상의 상호작용을 받으며 복잡한 물리적 과정을 거치게 된다. 수평관내 증발 열전달의 진행은 액상의 냉매가 유입되어 주위로부터 열량을 취득하면서 기상의 냉매로 변화하게 되는데 이러한 진행과정은 냉매 흐름 내 기상의 비율변화에 따라 Fig 3.1의 (a)~(c)와 같은 유동형태로 분류할 수 있다. 그림에 나타나 있는 것과 같이 (a)는 액상유량이 적은 경우이며 (c)는 큰 경우를 나타낸다. 유량이 적은 경우 액상은 관하부를 따라 흐르게 되며 상부를 흐르는 기상은 유량에 따라 불연속적인 경우(기포류(bubbly flow) 또는 plug flow)와 연속적인 경우로 분류된다. 기상이 연속적이고 기-액 계면이 비교적 평탄한 경우를 성층류(stratified flow)라하며 여기서 기상유량이 증가하게 되면 기-액 계면파가 발생하여 파상류(wavy flow) 또는 슬러그류(slug flow)로 천이하게 되고, 기상유량이 더욱 증가하게 되면 액의 일부가 비산하여 환상류(annular flow) 또는 환상분무류(annular-mist flow)로 천이하게 된다. (c)에서 나타낸 경우와 같이 액상유량이 큰 경우의 유동양식은 관 전체에 걸쳐 대칭형의 흐름형태를 나타내게 된다. 이러한 유동양식은 단편적으로 발생하는 현상이 아니다. 증발과 같이 외부열원에 의한 가열을 동반한 단성분계 이상유동의 경우 유동형태는 관길이 방향을 따라서 연속적으로 변화하게 되며, 이러한 유동양식 변화를 나타낸 것이 Fig 3.2 이다. 이 그림은 포화온도에 가까운 액이 좌측에서 공급되며 외부로부터 균일한 가열이 이루어지고 있는 경우를 나타내고 있다. 이렇게 유입된 냉매액은 관입구에서 액단상류 열전달에 의해 액 온도가 상승하게 된다. 그리고 내벽면에서 온도경계층이 형성되어, 어느 위치에서 벽면온도가 액의 포화온도 이상에 도달하게 된다. 이러한 상태가 되면 벽면에서 부터 기

포가 생성되기 시작한다. 기포가 발달하여 벽면에서 이탈할 수 있게 되면, 흐름은 기포류의 형태가 된다. 그리고 관길이 방향을 따라서 비등이 진행됨에 따라서 기포가 액 중심부까지 도달하여 스택류, 다음엔 환상류와 같은 형태로 유동양식이 변화해 간다. 환상유동에서 가열에 의한 증기발생은 대개의 경우, 기-액 계면에서의 증발에 의해 발생하게 된다. 그리고 관길이 방향을 따라 건도(quality)가 증가 할 수 록 관중심부 기상의 유속이 증가하여 기상유동 중에 다량의 액적을 동반하게 된다. 건도가 더 높아지면 벽면을 따라 흐르던 액막이 전부 증발하게 되며, 이위치를 드라이아웃지점(dry-out point)이라 한다. 드라이아웃지점 이후의 흐름은 액상이 빠른 속도의 기상흐름 중에 동반되는 액적으로만 존재하게 된다. 이러한 유동양식을 분무류(mist or dispersed flow)라고 부른다. 이 흐름에서 증기는 과열상태가 되어, 액적은 차차 증발하게 되고, 드디어 과열증기의 단상류로 천이하게 된다. 이와 같이 증발현상은 매우 다양한 유동형태를 보이며 변화해가는 과정이다. 이러한 유동형태는 냉매의 물성치 변화에 따라서도 달라지게 되는데 그 중에서도 기포의 발생 및 이탈 그리고 기상과 액상의 상대속도를 결정짓는 물성치의 영향이 가장 클 것으로 예상된다.

CO₂ 냉매의 경우 기존의 냉매들과 비교했을 때 표면장력이나 점성계수와 같은 물성치의 차이가 크기 때문에 유동양식에 있어서도 기존냉매들과 매우 상이한 형태를 나타내리라 판단된다. 유동양식의 차이는 곧 바로 열전달성능의 차이로 이어지기 때문에 본 연구를 통해 이러한 열전달성능의 차이와 물성치변화가 이에 미치는 영향을 분석하고자 한다.

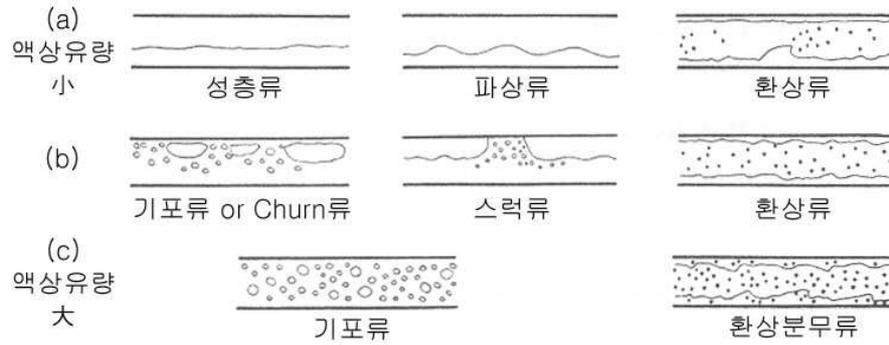


Fig 3.1 Two-phase flow patterns in horizontal tubes.

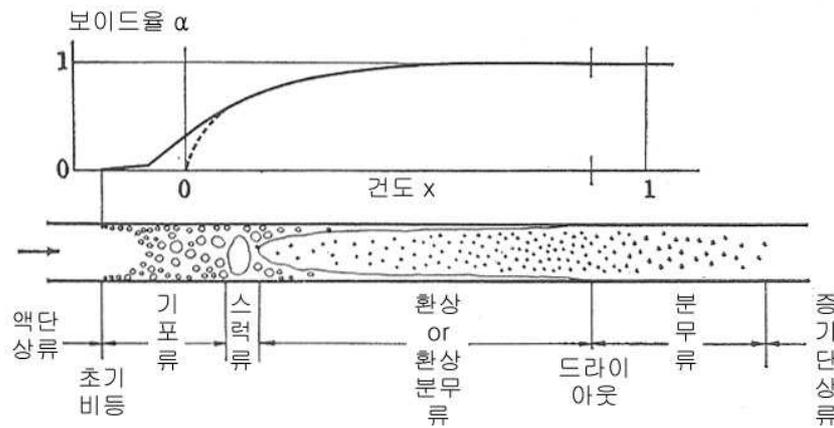
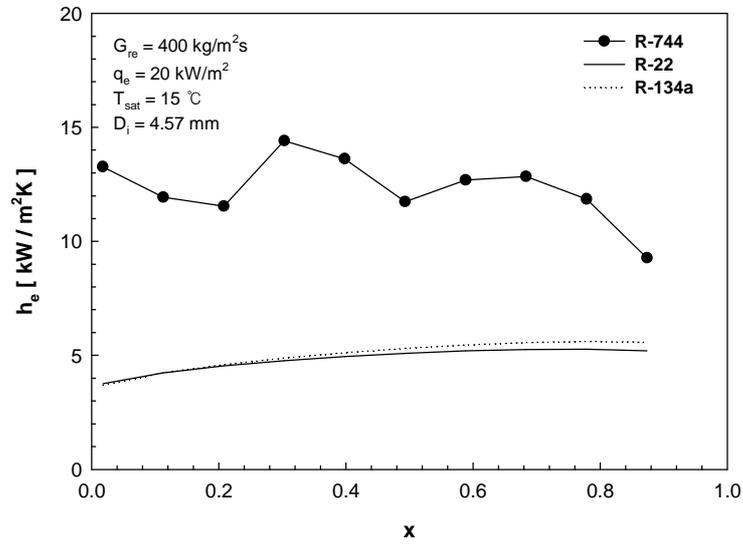


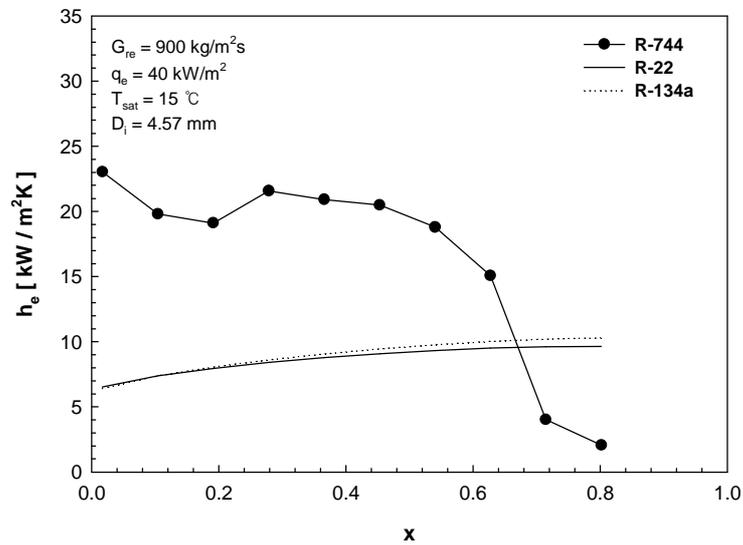
Fig 3.2 Flow pattern variation in the evaporation of a liquid in a tube.

3.1 CO₂ 냉매의 증발 열전달 특성

Fig. 3.3은 CO₂ 냉매와 R-22, R-134a의 열전달 계수를 비교한 그래프이다. R-22와 R-134a의 데이터는 일반적으로 사용되어지는 Gungor and Winterton¹⁸⁾의 상관식을 사용하여 계산하였다. 그림에서 나타난 바와 같이 CO₂ 냉매의 증발 열전달계수는 건도가 증가함에 따라 감소하는 경향을 나타내고 있다. 일반적으로는 건도가 증가 할수록 강제대류비등이 활성화 되어 열전달계수가 증가한다고 보고되고 있지만¹⁹⁾ Fig. 3.3에 나타난 바와 같이 CO₂의 경우는 이와 반대되는 경향을 나타내고 있는 것을 볼 수 있다. 이는 CO₂ 냉매의 열전달에 있어 강제대류 비등의 영향이 매우 작다는 것을 의미한다. CO₂ 냉매는 Fig. 3.8과 Fig. 3.9에 나타난 것과 같이 표면장력 및 점성계수가 기존 냉매(R-22, R134a)에 비해 2~5배 작으며, 액상에 대한 기상의 비체적비가 작기 때문에 각 상간의 상대속도 차가 작아져 관 전체에 액막이 고르게 분포되지 못하고 중력의 영향으로 인해 측부 및 하부에 액이 모이게 되므로 상부의 드라이 아웃이 빨리 발생하게 되어 열전달계수의 감소가 빨리 발생하기 때문으로 판단된다. 이는 포화온도가 증가 할수록 더욱 크게 나타나는데 Fig. 3.4~3.7을 보면 자세히 나타나 있다. 그림을 살펴보면 포화온도가 증가 할수록 상부의 드라이아웃 발생 지점이 저건도 영역으로 이동하는 것을 볼 수 있다. 이는 포화온도가 증가할수록 냉매의 표면장력이 감소하게 되어 중력의 영향이 더 크게 나타나 상부의 액막이 더욱 빨리 이탈하기 때문으로 판단할 수 있다.



(a) $G_{re}=400$ kg/m²s, $q_e=20$ kW/m², $T_{sat}=15$ °C



(b) $G_{re}=900$ kg/m²s, $q_e=40$ kW/m², $T_{sat}=15$ °C

Fig. 3.3 Comparison of heat transfer coefficients of CO₂ with R-22, R-134a.

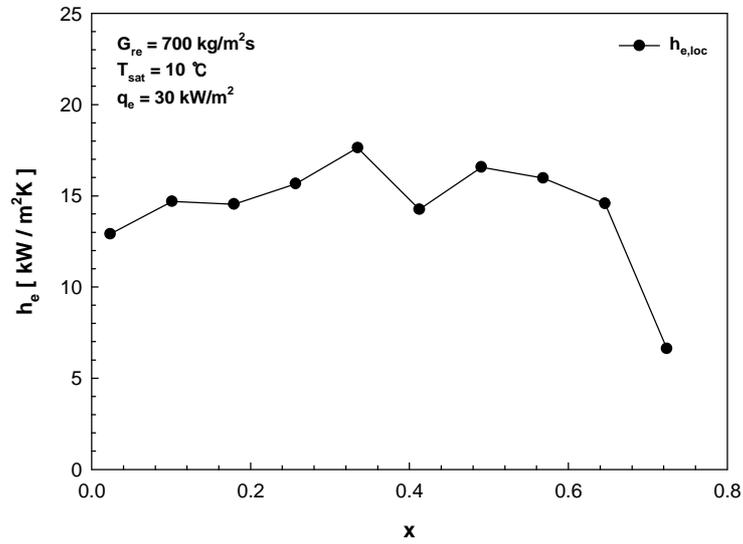


Fig. 3.4 Variation of the local heat transfer coefficients.
 ($G_{re}=700 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q_e=30 \text{ kW/m}^2$, $T_{sat}=10 \text{ }^\circ\text{C}$)

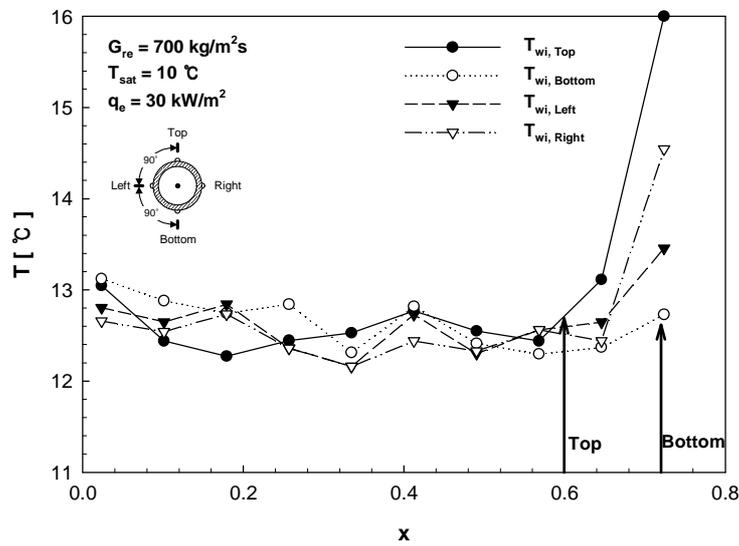


Fig. 3.5 Variation of circumferential inner wall temperature.
 ($G_{re}=700 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q_e=30 \text{ kW/m}^2$, $T_{sat}=10 \text{ }^\circ\text{C}$)

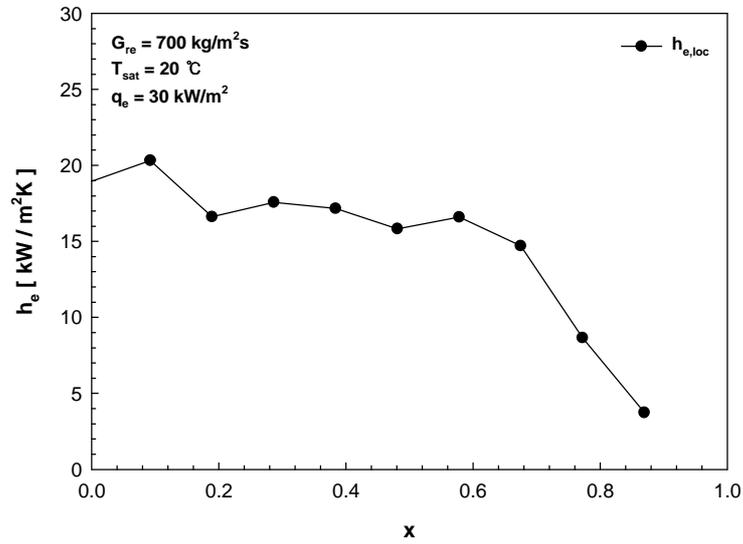


Fig. 3.6 Variation of the local heat transfer coefficients.
 ($G_{re}=700 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q_e=30 \text{ kW/m}^2$, $T_{sat}=20 \text{ }^\circ\text{C}$)

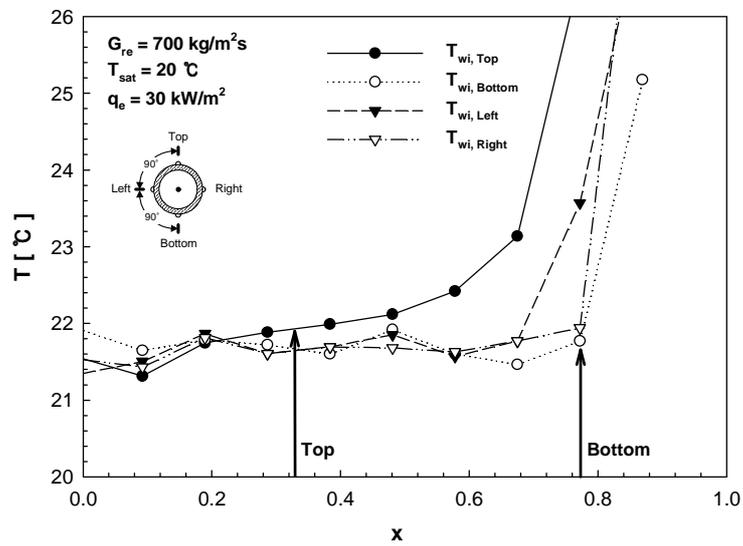


Fig. 3.7 Variation of circumferential inner wall temperature.
 ($G_{re}=700 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q_e=30 \text{ kW/m}^2$, $T_{sat}=20 \text{ }^\circ\text{C}$)

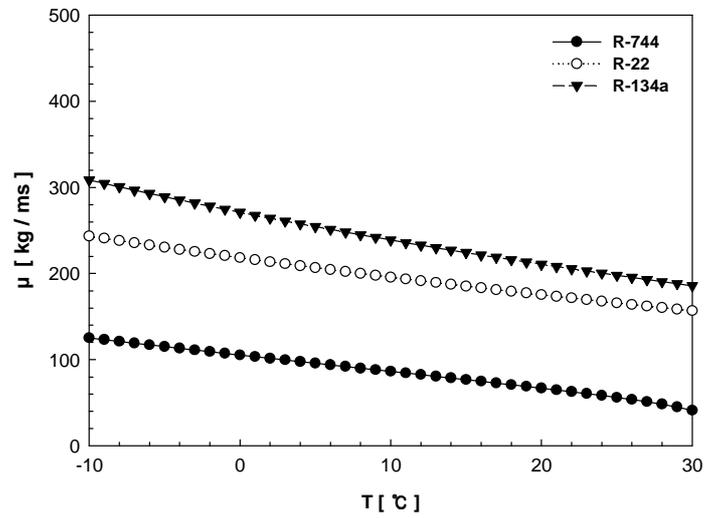


Fig. 3.8 Variation of liquid viscosity with respect to saturation temperature.

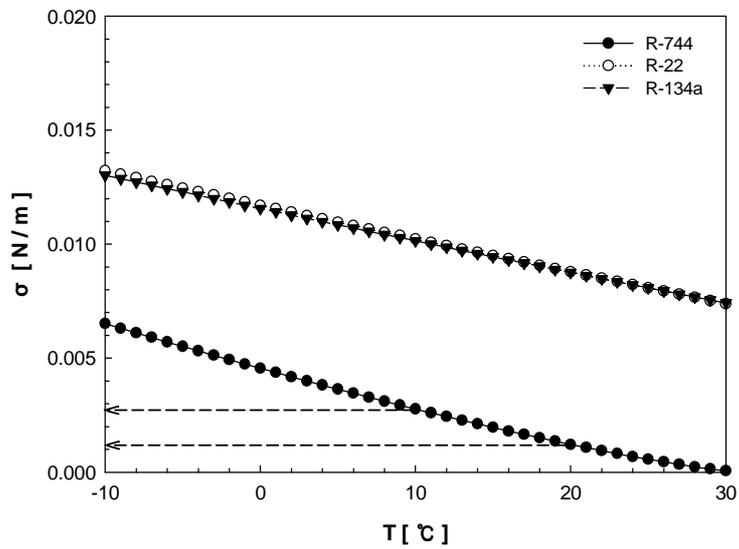
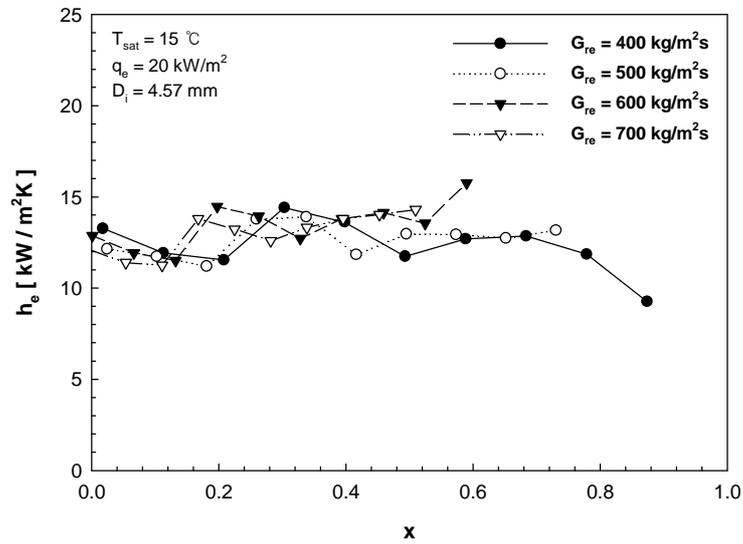


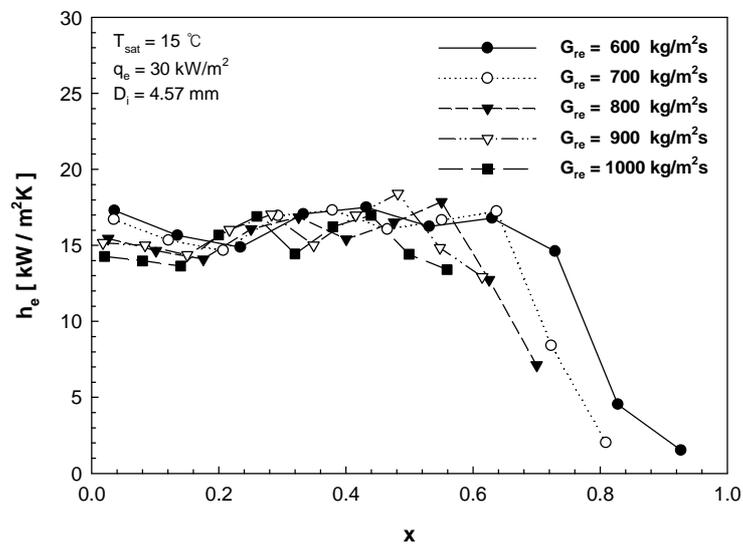
Fig. 3.9 Variation of liquid surface tension with respect to saturation temperature.

(1) 질량유속의 영향

Fig. 3.10의 (a)~(d)는 질량유속 변화에 따른 열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 CO₂의 국소 증발 열전달계수는 질량유속의 변화에 대해 거의 영향을 받지 않는 것을 알 수 있다. 냉매의 속도는 강제대류 비등에 많은 영향을 미치는 인자이다. 강제대류 비등에 의한 열전달 기구를 살펴보면 이때의 열전달은 얇은 액막을 통해 충분한 열유속이 전달되어 기액 계면에서 액상이 증발하면서 일어나게 된다. 이 때 일반적으로 열전달 계수는 건도가 증가함에 따라 증가하게 되며 이는 액의 증발이 진행됨에 따라 비체적의 증가로 인해 액막의 속도가 증가하게 되기 때문이다.¹¹⁾ 하지만 CO₂ 냉매에서는 이러한 경향이 나타나지 않는 것을 볼 수 있다. 따라서 이러한 결과는 CO₂ 냉매의 열전달에 있어 강제대류 비등의 영향이 거의 없음을 나타내는 것으로 볼 수 있다. CO₂ 냉매의 경우 증발 조건이 기존 냉매에 비해 임계점에 보다 가까워짐에 따라 액상에 대한 기상의 비체적비가 작아지기 때문에 환상유동으로의 발달이 이루어지기 어려워 강제대류의 영향이 억제되기 때문으로 판단되며, 상변화로 인해 발생하는 냉매속도가 큰 영향을 미치지 않는 것으로 판단된다. 또한 그래프에서 보는바와 같이 질량유속이 빨라질수록 드라이아웃의 발생지점이 저건도 영역으로 이동하는 것을 볼 수 있다. 이는 CO₂ 냉매의 독특한 특성으로 증발 열전달 성능에 악영향을 미치게 된다. 이에 대한 원인은 CO₂ 냉매의 경우 액상과 기상의 밀도차가 적고 기상의 밀도가 기존 냉매(R-22, R134a)에 비해 4~5배 정도 높기 때문에 질량유속이 빨라질수록 액막과 기상흐름 사이에 발생하는 전단력이 증가하여 액막이 유지되지 못하고 더 빨리 이탈하는 것으로 판단되어진다.

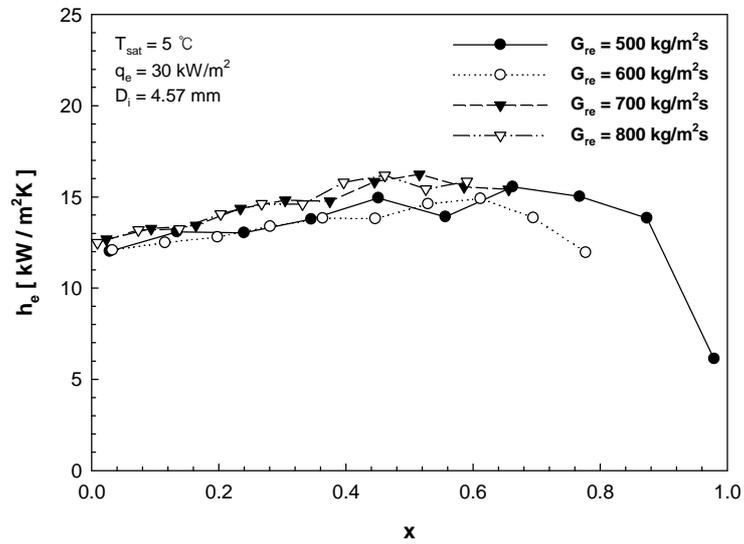


(a) $q_e=20$ kW/m², $T_{sat}=15$ °C, $D_i=4.57$ mm

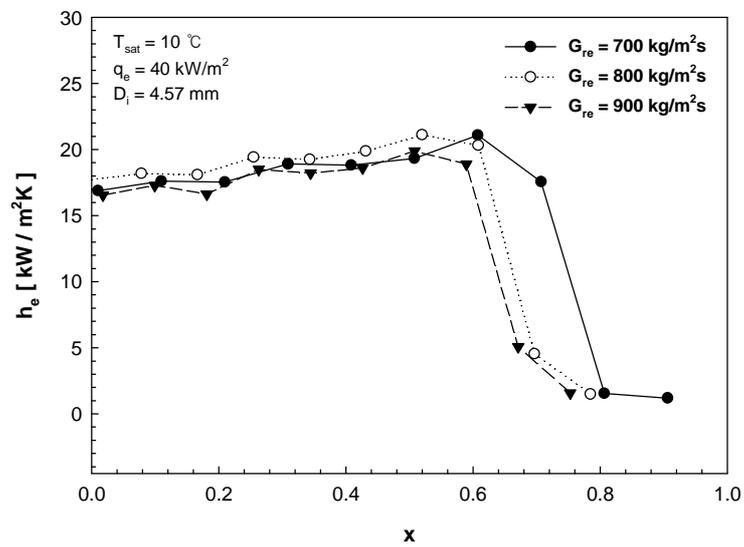


(b) $q_e=30$ kW/m², $T_{sat}=15$ °C, $D_i=4.57$ mm

Fig. 3.10 Variation of the heat transfer coefficients for different mass fluxes.(continued)



(c) $q_e=30 \text{ kW/m}^2$, $T_{\text{sat}}=5 \text{ }^\circ\text{C}$, $D_i=4.57 \text{ mm}$



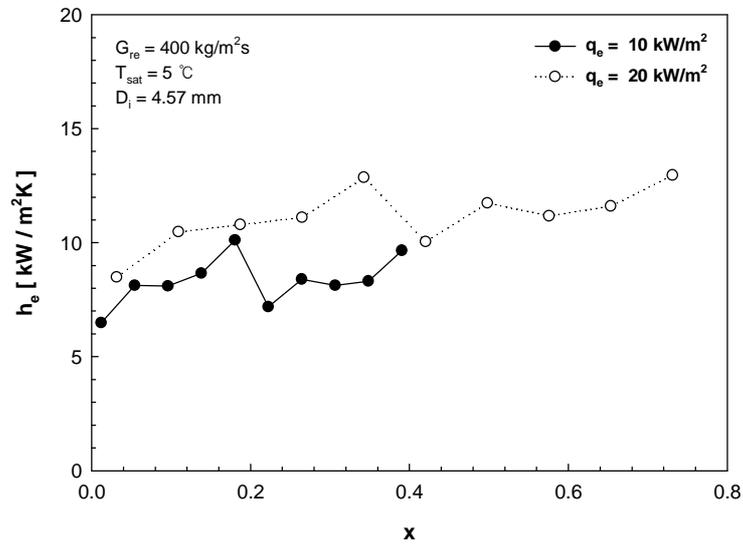
(d) $q_e=40 \text{ kW/m}^2$, $T_{\text{sat}}=10 \text{ }^\circ\text{C}$, $D_i=4.57 \text{ mm}$

Fig. 3.10 Variation of the heat transfer coefficients for different mass fluxes.

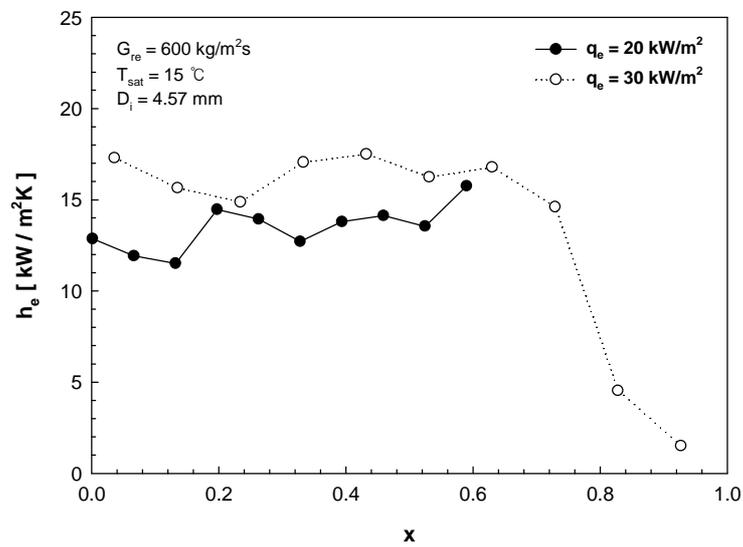
(2) 열유속의 영향

Fig. 3.11의 (a)~(d)는 열유속 변화에 따른 증발 열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 그림에 나타나 있는바와 같이 열유속이 증가 할수록 저건도 영역에서 증발열전달 계수가 확연하게 증가하는 것을 관찰할 수 있다. 열유속은 핵비등에 많은 영향을 미치는 인자이며 핵비등은 주로 저건도영역에서 발생하게 된다. 따라서 이러한 열전달계수의 증가는 핵비등의 활성화로 인한 것으로 판단되며 고건도 영역까지 열전달계수의 상승이 이어지는 것을 볼 때 CO₂ 냉매의 증발 과정에 있어 강제대류 비등의 영향보다는 핵비등의 영향이 지속적으로 유지됨을 알 수 있다. 일반적으로 과랭 및 저건도 비등 영역에서 흐름양식은 기포류 또는 스택류이며 열전달은 주로 핵비등에 의해 일어나게 된다. 그리고 증기 건도가 증가함에 따라 유동양식은 벽면상에 얇은 액막류를 가지고 증기가 관중심부를 흐르는 환상류로 천이하며, 이때 액막의 두께가 매우 얇아져 열은 주로 액막을 통하여 전도나 대류에 의해 충분히 전달되고 기액계면에서 증발하게 된다. 이와 같이 핵비등이 거의 억제된 열전달 형태를 강제대류증발이라고 한다. 앞 절에서 논의한 바와 같이 CO₂ 냉매의 경우 강제대류의 영향이 거의 나타나지 않으며 핵비등의 영향이 지배적이다. 이와 같이 핵비등을 계속 유지하기 위해서는 액냉매의 온도가 기포핵 생성에 요구되는 온도이상으로 유지되어야 한다. 액냉매의 온도가 기포핵생성에 요구되는 요구과열도 보다 작아지면(일반적인 경우 액막이 충분히 얇아지면) 핵비등이 중단되고 강제대류비등으로 천이하게 된다. CO₂ 냉매의 경우에도 핵비등이 지속적으로 유지되기 위해서는 요구과열도가 충족되고 있어야 하며, 그 조건으로는 액막의 열전도도가 매우 낮거나 액막의 두께가 두꺼워야 한다. 하지만 앞서 말한 바와 같이 기존냉매와 비교했을 때 CO₂의 경우 열전도도는 20~60%정도 높기 때문에 열전도도 보다는 액막 두께의 영향으로 볼 수 있다. 이는 CO₂의

액상에 대한 기상의 비체적비가 작기 때문에 각 상간의 속도차가 크지 않아 액막이 얇은 환상유동으로의 천이가 어려우며 또한 낮은 표면장력으로 인해 상대적으로 핵발생이 쉬워지게 된다. 따라서 열유속의 상승으로 인해 단위 면적당 가해지는 열량이 증가하게 되면 액막에 가해지는 열량이 증가하면서 요구과열도를 충분히 충족시키게 되어 기포의 발생 빈도가 증가하게 되는 한편 액막 두께의 변화가 크지 않아 핵비등 영역이 길게 유지되는 것으로 판단된다.

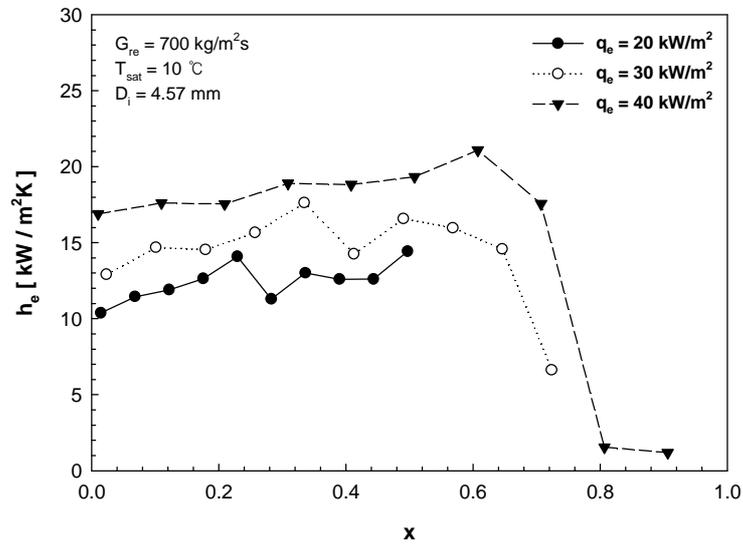


(a) $G_{re}=400$ kg/m²s, $T_{sat}=5$ °C, $D_i=4.57$ mm

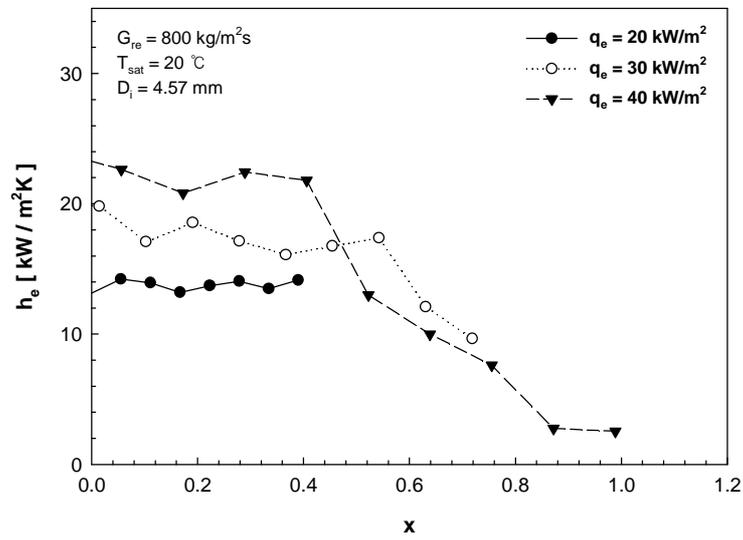


(b) $G_{re}=600$ kg/m²s, $T_{sat}=15$ °C, $D_i=4.57$ mm

Fig. 3.11 Variation of the heat transfer coefficients for different heat fluxes.(continued)



(c) $G_{re}=700$ kg/m²s, $T_{sat}=10$ °C, $D_i=4.57$ mm

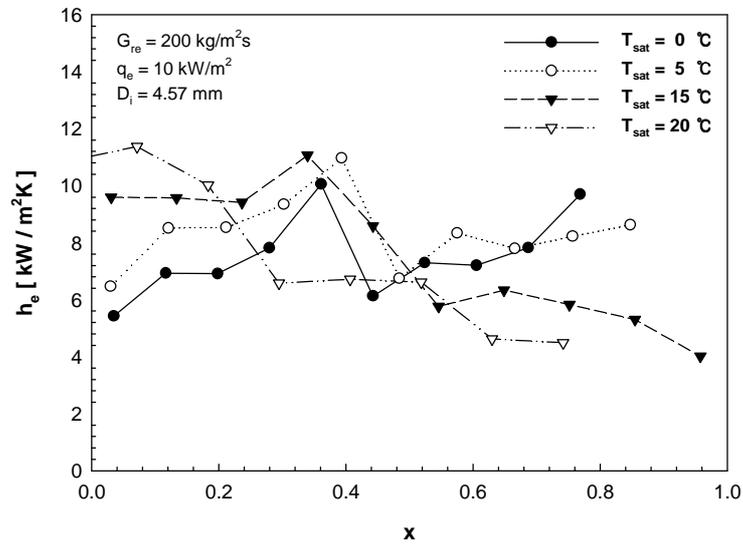


(d) $G_{re}=800$ kg/m²s, $T_{sat}=20$ °C, $D_i=4.57$ mm

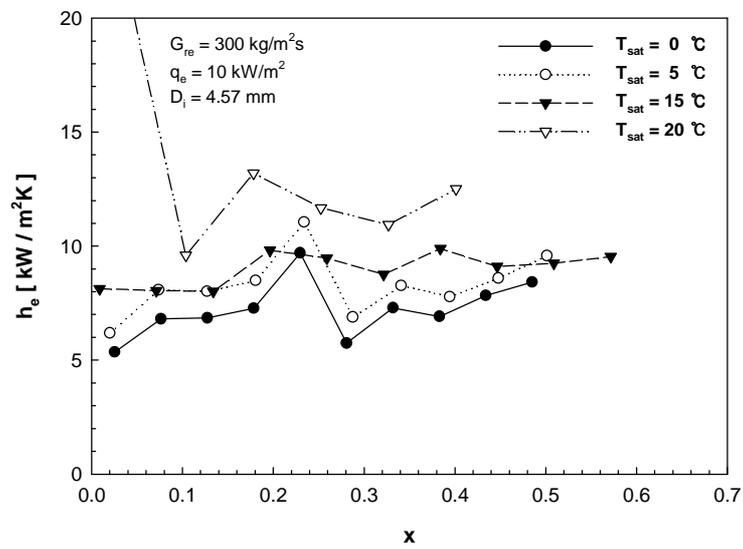
Fig. 3.11 Variation of the heat transfer coefficients for different heat fluxes.

(3) 포화온도의 영향

Fig. 3.12의 (a)~(d)는 포화온도 변화에 따른 열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 그림에 나타난 바와 같이 동일 조건에서 포화온도가 증가 할수록 저건도 영역에서 열전달계수가 증가하는 것을 볼 수 있으며 고건도 영역으로 갈수록 그 차이가 감소하는 것을 볼 수 있다. CO₂ 냉매의 경우 포화온도가 증가 할수록 표면장력이 낮아지므로 핵발생과 증기기포 성장에 필요한 요구과열도가 줄어들게 되어 동일 열유속 조건에서 포화온도가 증가 할수록 핵비등 영역에서의 열전달계수가 증가하게 되는 것으로 판단된다. 이러한 판단을 뒷받침하는 또 다른 근거로는 Fig. 3.13의 (a), (b)에 나타난 바와 같이 포화온도가 증가할 때 관벽온도와 포화온도의 차가 줄어드는 것으로 보아 포화온도가 증가할수록 기포발생이 더욱 빈번히 일어나 더 많은 열량을 제거하는 것으로 판단되며, 이 또한 포화온도의 증가에 따른 표면장력의 감소로 인한 것으로 설명하고자한다. 그리고 포화온도가 증가 할수록 드라이아웃 발생지점이 저건도 영역으로 이동하는 것을 볼 수 있는데 이는 앞서 나타낸 Fig. 3.5~3.8에서 보는 바와 같이 포화온도가 높아질 수 록 상부의 드라이 아웃이 빨라지기 때문이다. 일반적으로 포화온도가 높아 질 수 록 표면장력과 점성계수가 감소하게 되며 CO₂의 경우 그 감소폭이 크기 때문에 수평관에서 중력의 영향을 더 많이 받게 되어 상부에서의 드라이아웃이 빨라지는 것으로 보인다.

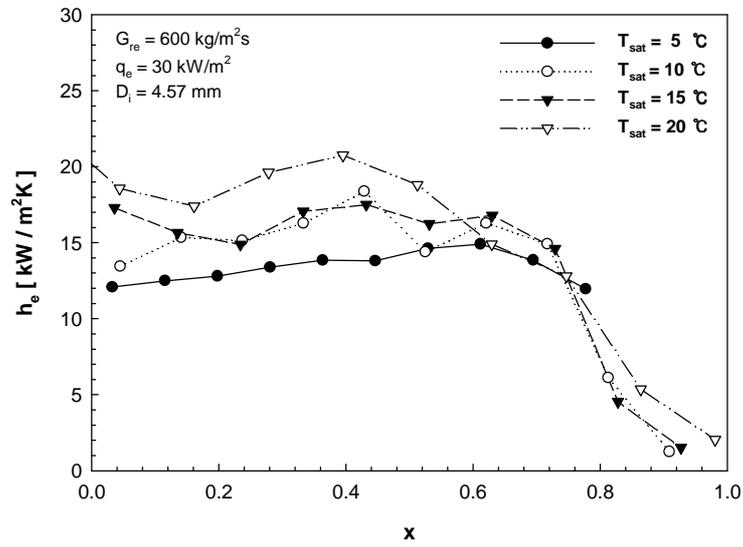


(a) $G_{re} = 200$ kg/m²s, $q_e = 10$ kW/m², $D_i = 4.57$ mm

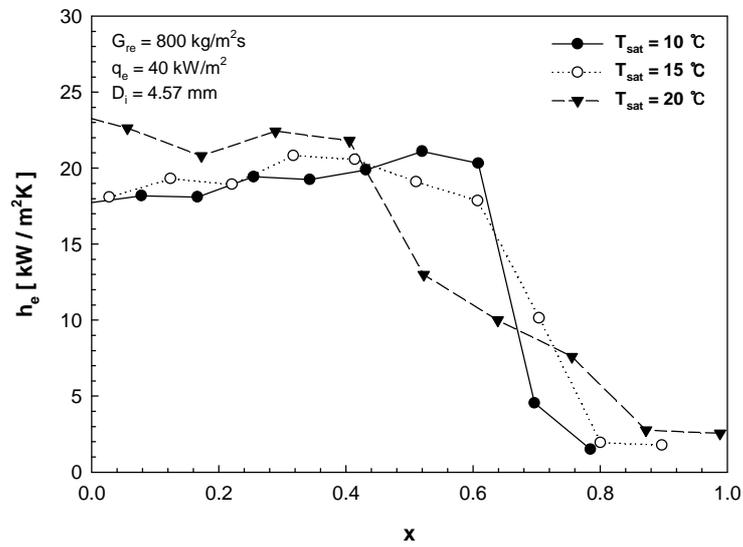


(b) $G_{re} = 300$ kg/m²s, $q_e = 10$ kW/m², $D_i = 4.57$ mm

Fig. 3.12 Variation of the heat transfer coefficients for different saturation temperature.(continued)

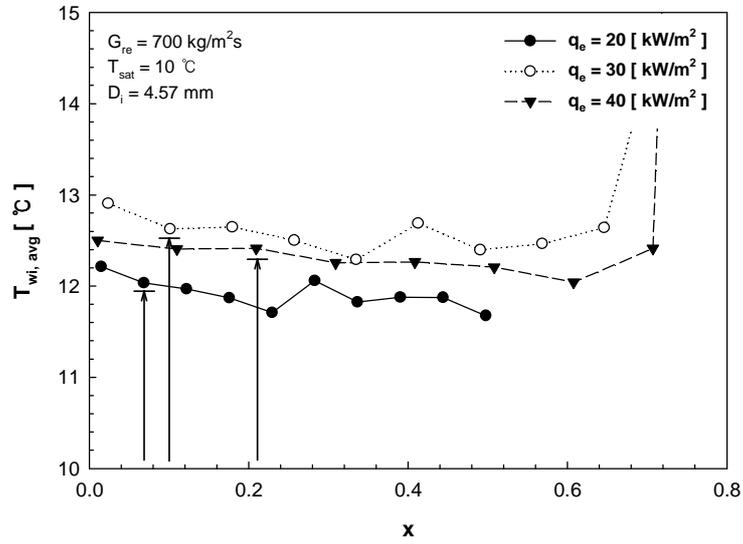


(c) $G_{re}=600$ kg/m²s, $q_e=30$ kW/m², $D_i=4.57$ mm

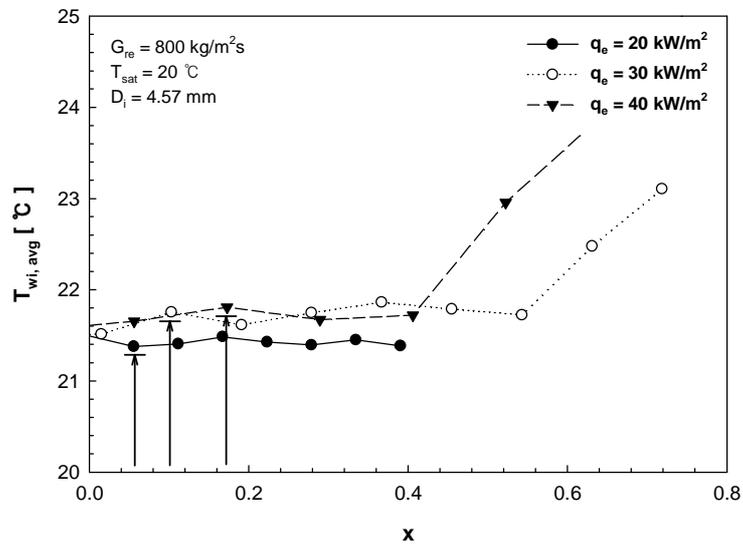


(d) $G_{re}=800$ kg/m²s, $q_e=40$ kW/m², $D_i=4.57$ mm

Fig. 3.12 Variation of the heat transfer coefficients for different saturation temperature.



(a) $G_{re}=700 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{sat}=10 \text{ °C}$, $D_i=4.57 \text{ mm}$



(b) $G_{re}=800 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{sat}=20 \text{ °C}$, $D_i=4.57 \text{ mm}$

Fig. 3.13 Variation of average inner wall temperature with different heat fluxes.

3.2 실험 데이터와 기존 상관식과의 비교

증발 열교환기의 설계에 있어서 냉매의 열전달계수를 정확히 예측하기 위한 적절한 상관식의 제안이 매우 중요하다. 여러 가지 상관식 중에 대표적인 증발 열전달 상관식으로는 Gungor and Winterton(1987), Liu and Winterton(1991), Kandlikar(1990), Jung 등(1989)의 상관식이 있다. 본 절에서는 이들 상관식에 의해 계산된 값과 실험에 의한 데이터를 비교 · 분석하고 적용가능성에 대해 고찰해 보았다. 본 논문에서 사용된 증발 열전달 상관식을 다음에 자세히 나타내었다.

(1) Gungor and Winterton's correlation^{18), 20)}

Gungor and Winterton(1986)²⁰⁾은 Chen의 상관식을 변형하여 다음과 같은 상관식을 제시하였다.

$$h_{tp} = S \cdot h_{pool} + E \cdot h_l \quad (3.1)$$

여기서 h_{pool} 은 Cooper²¹⁾에 의해 제안된 식을 사용하였다.

$$h_{pool} = 55 P_r^{0.12} (-\log_{10} P_r)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \quad (3.2)$$

$$h_l = 0.023 \text{Re}_l^{0.8} \text{Pr}_l^{0.4} \frac{k_l}{D_i} \quad (3.3)$$

$$S = \frac{1}{1 + 1.15 \cdot 10^{-6} E^2 \text{Re}_l^{1.17}} \quad (3.4)$$

$$E = 1 + 24000 \cdot Bo^{1.16} + 1.37 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.86} \quad (3.5)$$

관이 수평이고 Froude 넘버 Fr 이 0.05보다 작다면 E 와 S 는 다음과 같이 표현된다.

$$E_2 = Fr_1^{(0.1-2Fr_1)} \quad (3.6)$$

$$S_2 = \sqrt{Fr_1} \quad (3.7)$$

Gung and Winterton's correlation(1987)¹⁸⁾

이전의 상관식 식(3.1)에서 $S \cdot h_{pool}$ 항을 $0.9h_l^{0.85}$ 로 수정하였다.

(2) Liu and Winterton's correlation²²⁾

Liu and Winterton(1991)은 Chen의 상관식과 Kutateladze²³⁾가 제안한 상관식 형태를 조합하여 다음과 같은 식을 제시하였다.

$$h_{tp} = [(S \cdot h_{pool})^2 + (E \cdot h_l)^2]^{1/2} \quad (3.8)$$

$$h_{pool} = 55P_r^{0.12}(-\log_{10}P_r)^{-0.55}M^{-0.5}q^{0.67} \quad (3.9)$$

$$h_l = 0.023Re_1^{0.8}Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D_i} \quad (3.10)$$

$$S = \frac{1}{1 + 0.055E^{0.1}Re_1^{0.16}} \quad (3.11)$$

$$E = \left[1 + xPr_1 \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right]^{0.35} \quad (3.12)$$

$$h_{tp} = E \cdot h_l \quad (3.13)$$

$$E = 1 + 3000Bo^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.41} \quad (3.14)$$

(3) Kandlikar's correlation²⁴⁾

$$h_{tp} = h_l [(C_1 Co^{C_2} (25Fr_1))^{C_5} + C_3 Bo^{C_4} F_{fl}] \quad (3.15)$$

$$h_l = 0.023 \text{Re}_l^{0.8} \text{Pr}_l^{0.4} \frac{k_l}{D_i} \quad (3.16)$$

C_1 에서 C_5 까지의 값은 아래 표에 나타내었다. 이 값들은 대류비등영역 ($Co < 0.65$)과 핵비등영역 ($Co > 0.65$)으로 나뉜다. 그리고 유체에 따른 인자로써 F_{fl} 을 추가하였는데 스텐레스 관에서 모든 유체에 대해 $F_{fl} = 1.0$ 이다.

constant	Convective region	Nucleate boiling region
C_1	1.1360	0.6683
C_2	-0.9	-0.2
C_3	667.2	1058.0
C_4	0.7	0.7
C_5	0.3	0.3

(4) Jung et al.'s correlation²⁵⁾

$$h_{tp} = E \cdot h_{pool} + S \cdot h_l \quad (3.17)$$

여기서 pool 비등 열전달계수 h_{pool} 은 Stephan and Abdelsalam²⁶⁾의 상관식을 사용하였다.

$$h_{pool} = 207 \frac{k_l}{bd} \left(\frac{q \cdot bd}{k_l T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.581} \text{Pr}_1^{0.533} \quad (3.18)$$

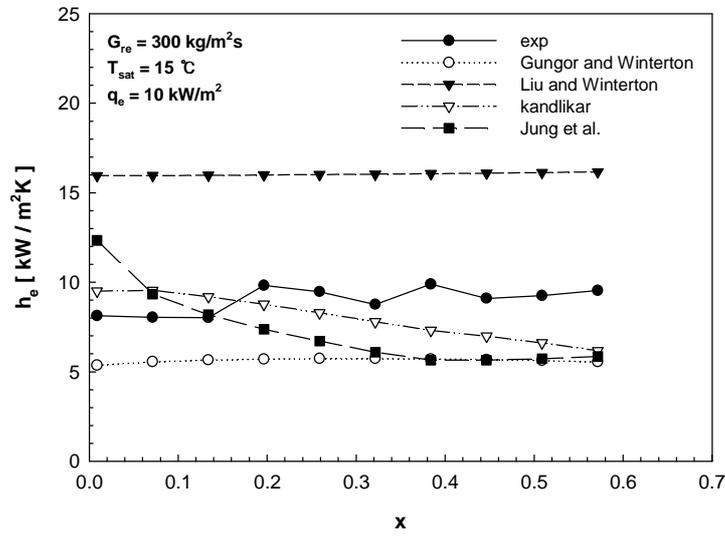
$$\text{여기서 } bd = 0.0146 \cdot \beta \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right]^{0.5} \quad \beta = 35^\circ \quad (3.19)$$

$$E = 4048 \cdot X_{tt}^{1.22} \text{Bo}^{1.13} \quad (X_{tt} < 1.0)$$

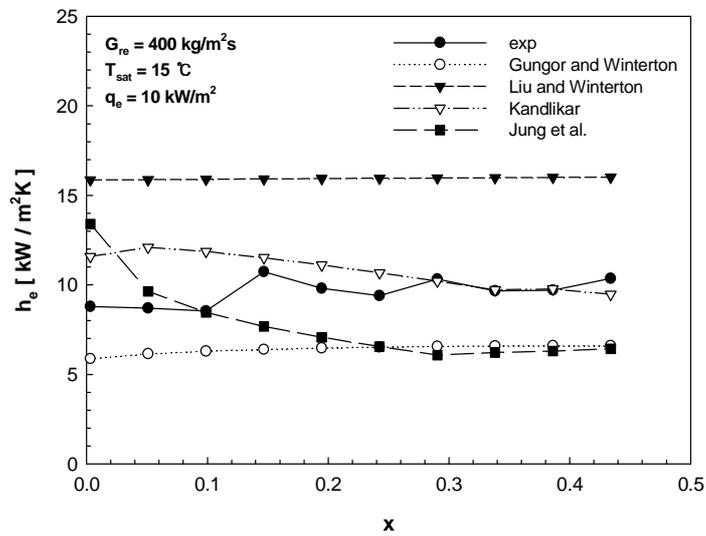
$$E = 2.0 - 0.1 X_{tt}^{-0.28} \text{Bo}^{-0.33} \quad (1.0 < X_{tt} < 5.0) \quad (3.20)$$

$$S = 2.37 \left(0.29 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.85} \quad (3.21)$$

Fig. 3.14의 (a)~(d)는 실험을 통해 얻어진 데이터와 상관식에 의한 예측값을 비교한 그래프이다. 그림에서 살펴보면 Kandlikar의 상관식과 Jung 등의 상관식이 비교적 실험결과를 잘 예측하고 있는 것을 볼 수 있다. 그리고 Gungor and Winterton 상관식과 Liu and Winterton 상관식은 건도의 증가에 따라 열전달계수가 계속 증가하는 경향을 나타내는 것으로 보아 드라이아웃의 영향을 표현하지 못하는 것으로 판단된다. 반면 Kandlikar의 상관식과 Jung 등의 상관식은 건도의 증가에 따라 열전달계수가 감소하는 패턴을 잘 표현하고 있으나 Jung 등의 상관식은 저건도 영역에서 핵비등의 영향을 과소평가하는 경향을 나타내었다. 따라서 Kandlikar의 상관식이 가장 유사한 패턴으로 예측하는 것을 볼 수 있다. 하지만 전체 결과의 오차 계산에 있어서는 Jung 등의 상관식이 우세하게 나타났는데 이는 평균값의 비교에 따른 영향으로 판단된다. 질량유속의 증가에 대해서도 저질량유속의 경우 Kandlikar의 상관식이 가장 근접한 값을 예측하였으나 질량유속이 증가할수록 실험데이터와의 편차가 증가하여 고질량유속에서는 Jung 등의 상관식이 가장 근접한 예측값을 나타내는 것을 볼 수 있다. 따라서 CO₂ 냉매에 적용하는 데 있어 Kandlikar의 상관식이 질량유속의 영향을 지나치게 크게 표현하고 있음을 알 수 있다.

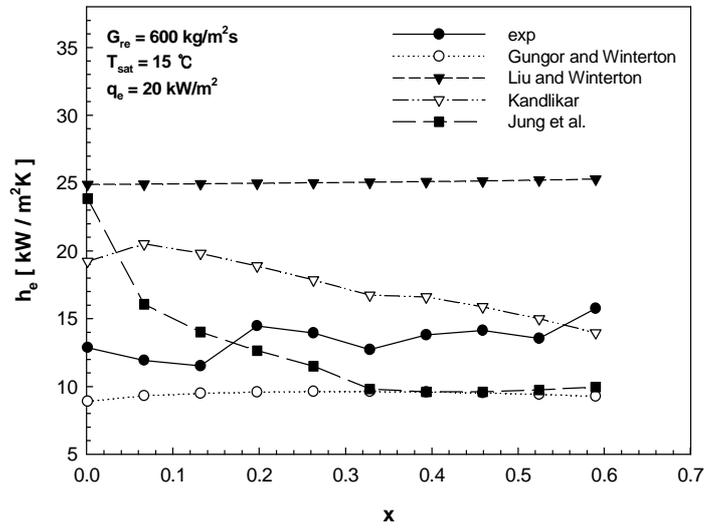


(a) $G_{re}=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{sat}=15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q_e=10 \text{ kW/m}^2$, $D_i=4.57 \text{ mm}$

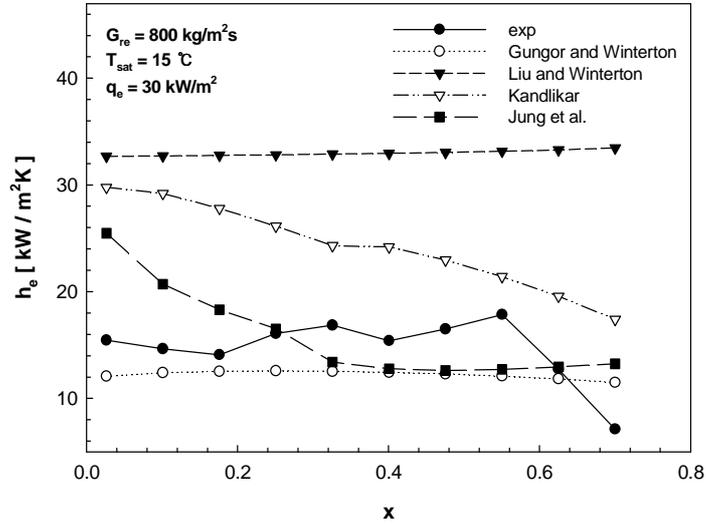


(b) $G_{re}=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{sat}=15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q_e=10 \text{ kW/m}^2$, $D_i=4.57 \text{ mm}$

Fig. 3.14 Comparison of measured heat transfer coefficients of CO_2 with the predicted by four existing correlations.(continued)



(c) $G_{re}=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{sat}=15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q_e=20 \text{ kW/m}^2$, $D_i=4.57 \text{ mm}$



(d) $G_{re}=800 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{sat}=15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q_e=30 \text{ kW/m}^2$, $D_i=4.57 \text{ mm}$

Fig. 3.14 Comparison of measured heat transfer coefficients of CO_2 with the predicted by four existing correlations.

Fig. 3.15는 전체 비교결과를 그래프로 나타낸 것이다. 그래프에서 보는 바와 같이 Gungor and Winterton의 상관식은 전체적으로 과소예측하고 있음을 알 수 있고, Liu and Winterton의 상관식은 지나치게 과대예측 하고 있음을 알 수 있다. 그리고 Kandlikar의 상관식은 30~40% 범위 이내에서 과대 예측하고 있으며, Jung 등의 상관식은 대부분의 값이 $\pm 30\%$ 이내로 예측하고 있음을 볼 수 있다. 그리고 Table 3은 각각의 상관식에 의한 예측값과 실험에 의한 측정값 사이의 오차를 나타낸 것이다. 표에서 보듯이 Jung 등의 상관식이 절대평균오차 16.77%로 가장 근접한 예측을 하고 있음을 알 수 있다. 다음이 Gungor and Winterton, Kandlikar의 상관식 순이었다. 가장 많은 오차를 보이는 것은 Liu and Winterton의 상관식으로 100%이상의 오차를 나타내었다.

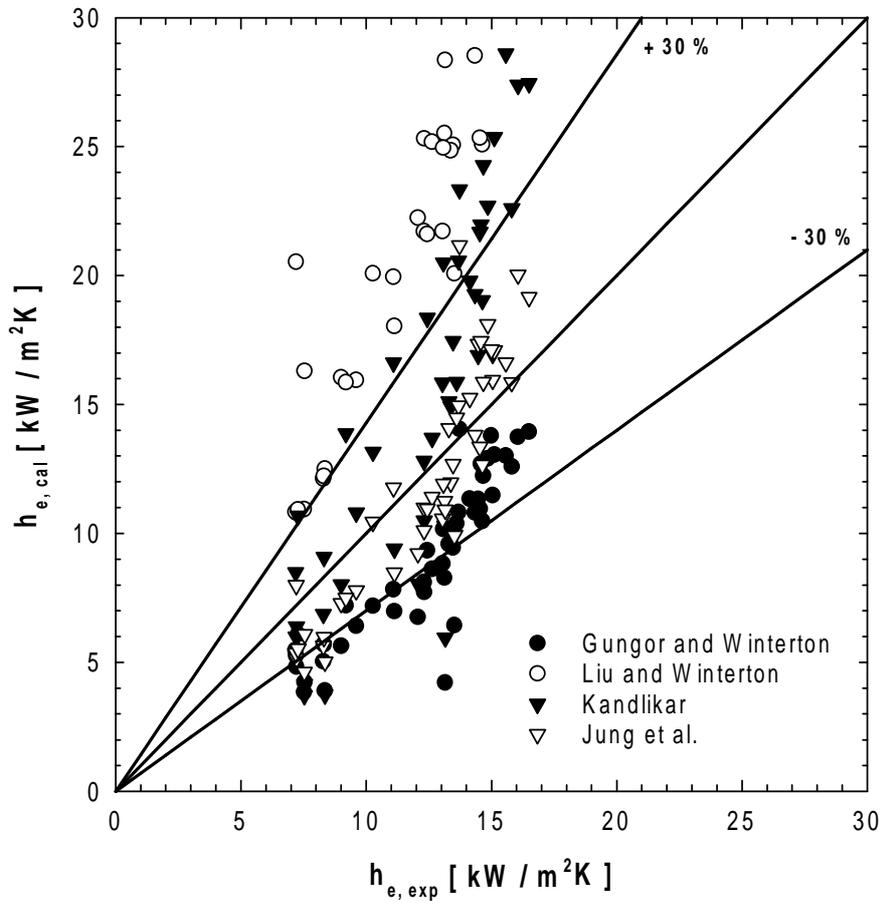


Fig. 3.15 Comparison between measured and calculated heat transfer coefficients.

Table 3 The deviations between measured and calculated heat transfer coefficient.

	Average deviation (%)	Absolute average deviation (%)	RMS deviation (%)
Gungor and Winterton (1987)	-28.18	28.28	3.09
Liu and Winterton (1991)	102.93	102.93	11.26
Kandlikar (1990)	21.14	37.40	4.44
Jung et al. (1989)	-5.78	16.77	1.99

$$\text{Average deviation (\%)} = \left\{ \left[\sum_{i=1}^N \frac{h_{e,cal} - h_{e,exp}}{h_{e,exp}} \right] / N \right\} \times 100$$

$$\text{Absolute average deviation (\%)} = \left\{ \left[\sum_{i=1}^N \left| \frac{h_{e,cal} - h_{e,exp}}{h_{e,exp}} \right| \right] / N \right\} \times 100$$

$$\text{RMS deviation (\%)} = \left\{ \sqrt{\left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{h_{e,cal} - h_{e,exp}}{h_{e,exp}} \right)^2 \right] / N} \right\} \times 100$$

제 4 장 증발 압력강하

CO₂ 냉매의 경우 기존의 냉매들과 비교했을 때 표면장력이나 점성계수와 같은 물성치의 차이가 크기 때문에 내부유동에 있어서도 기존냉매들과 매우 상이한 형태를 나타내리라 판단된다. 유동양식의 차이는 곧 열전달과 압력강하의 차이로 이어지기 때문에 본 절에서는 여러 가지 시스템 변수의 변화에 따른 수평관내 CO₂ 냉매의 압력강하 특성과 기존 마찰압력강하 예측 상관식의 적용가능성에 대해 알아보하고자 한다.

4.1 CO₂ 냉매의 증발 압력강하 특성

Fig. 4.1은 실험을 통해 얻어진 CO₂ 냉매의 마찰압력강하를 나타낸 것이다. 그림에 나타난 바와 같이 CO₂의 압력강하는 질량유속이 증가할수록 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 전체적인 냉매유속이 증가함에 따라 벽면에서의 마찰전단력이 증가하기 때문으로 판단된다.

그리고 그래프에서 포화온도에 따른 변화를 살펴보면 CO₂의 포화온도가 증가할수록 마찰압력강하는 현저하게 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 포화온도가 증가 할수록 CO₂의 표면장력 및 점성계수가 감소하게 되고 이로 인해 마찰압력강하가 감소하게 되는 것으로 보여 진다. 그리고 Fig. 4.2에 나타낸 것은 CO₂ 냉매의 Slip ratio를 나타낸 것으로 그래프를 살펴보면 동일한 질량유속에서 포화온도가 높아질수록 Slip ratio가 낮아지는 것을 볼 수 있다. 이는 포화온도가 높아질수록 액상과 기상 사이의 상대속도차가 감소하는 것을 의미하며 따라서 마찰에 의한 압력강하 또한 감소하게 되는 것으로 판단된다.

열유속 변화에 따른 영향을 살펴보면 열유속이 증가할수록 마찰압력강하도 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 열유속이 증가할수록 기포의 발생빈도가 증가하여 내부의 유동이 난류유동으로 변하기 때문으로 판단된다.

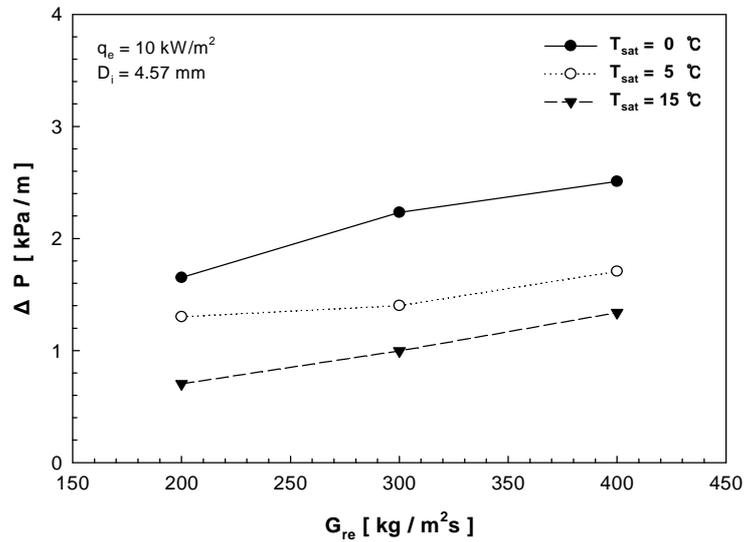
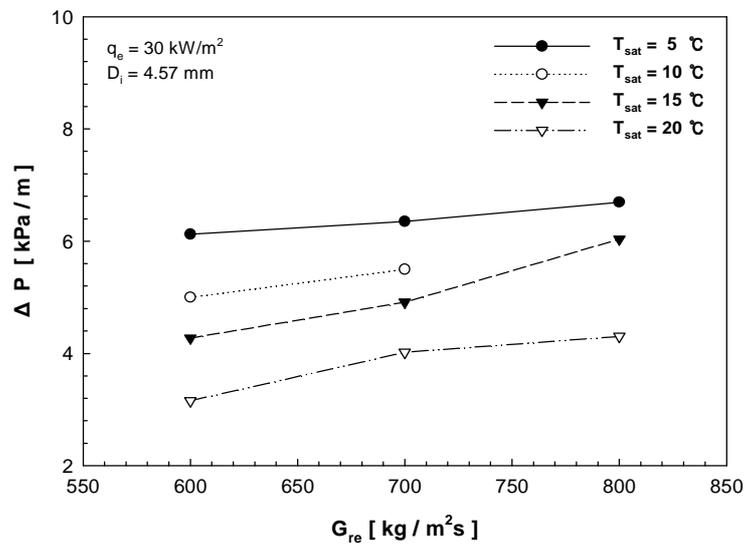
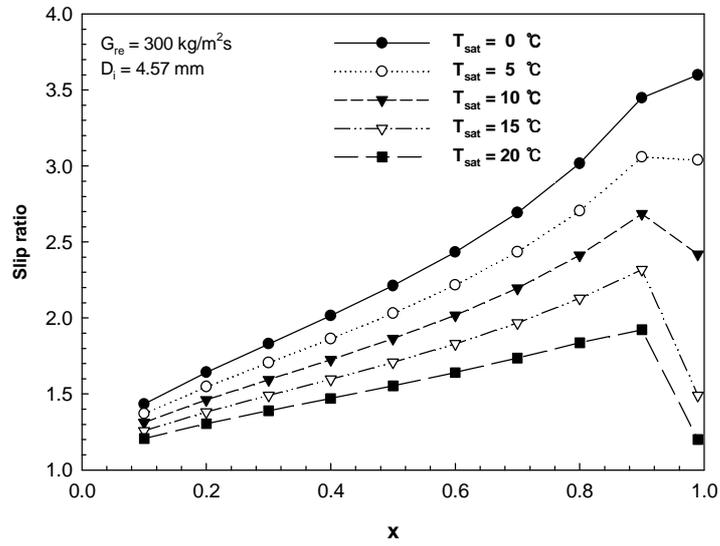
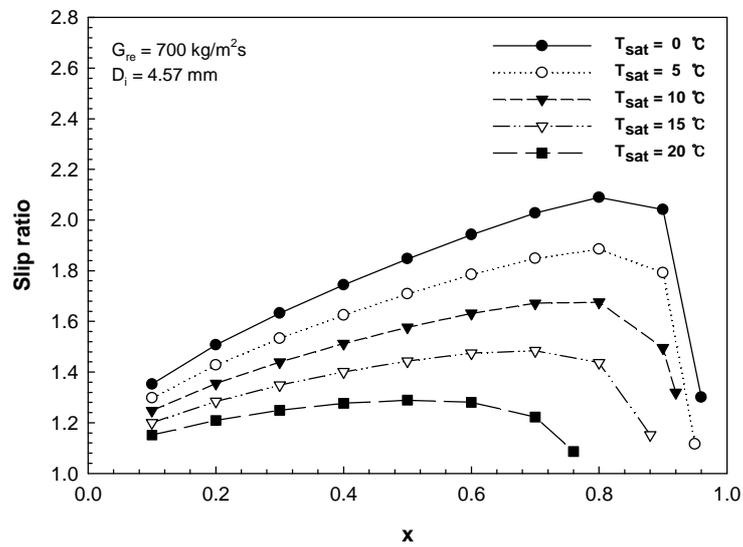
(a) $q_e=10 \text{ kW}/\text{m}^2$, $D_i=4.57 \text{ mm}$ (b) $q_e=30 \text{ kW}/\text{m}^2$, $D_i=4.57 \text{ mm}$

Fig. 4.1 Variation of pressure drop with different saturation temperature for constant heat flux.



(a) $G_{re} = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $D_i = 4.57 \text{ mm}$



(b) $G_{re} = 700 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $D_i = 4.57 \text{ mm}$

Fig. 4.2 Variation of the slip ratio with different saturation temperature.

4.2 실험 데이터와 기존 상관식과의 비교

본 논문에서 사용된 증발 열전달 상관식을 다음에 자세히 나타내었다.

(1) Friedel correlation²⁷⁾

Friedel은 증기진도 $0 \leq x < 1$ 의 범위에서 이상곱수를 사용하여 다음과 같이 마찰압력강하를 나타내었다.

$$\Delta P_{frict} = \Delta P_l \Phi_{lo}^2 \quad (4.1)$$

여기서 ΔP_l 은 액상에 대한 것으로서 다음과 같이 계산된다.

$$\Delta P_l = 4f_l (L/D_i) G^2 (1-x)^2 (1/2\rho_l) \quad (4.2)$$

액상의 마찰 인자(friction factor)와 레이놀즈 넘버는 다음과 같다.

$$f_l = \frac{0.079}{Re^{0.25}} \quad (4.3)$$

$$Re_l = \frac{G^2 D_i}{\mu} \quad (4.4)$$

액상의 동점성 계수 μ_l 을 사용하여 Friedel의 이상 곱수는 다음과 같이 정의된다.

$$\Phi_{lo}^2 = E + \frac{3.24FH}{Fr_h^{0.045} We_l^{0.035}} \quad (4.5)$$

여기서 Fr_h , E , F 그리고 H 는 다음과 같다.

$$Fr_h = \frac{G^2}{gd_i \rho_h^2} \quad (4.6)$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_g}{\rho_g f_l} \quad (4.7)$$

$$F = x^{0.78} (1 - x)^{0.224} \quad (4.8)$$

$$H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.7} \quad (4.9)$$

액상의 Weber 수 We_l 은 다음과 같이 정의 된다.

$$We_l = \frac{G^2 D_i}{\sigma \rho_h} \quad (4.10)$$

여기서 사용된 균질 밀도 ρ_h 는 다음과 같다.

$$\rho_h = \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (4.11)$$

Friedel 상관식은 일반적으로 (μ_l/μ_g) 가 1000보다 작을 때 사용하는 것이 권장된다.

(2) Grönnerud correlation²⁸⁾

Grönnerud 상관식은 다음과 같다.

$$\Delta P_{frict} = \Phi_{gd} \Delta P_1 \quad (4.12)$$

그리고

$$\Phi_{gd} = 1 + \left(\frac{dP}{dZ} \right)_{Fr} \left[\frac{\left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)}{\left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.25}} - 1 \right] \quad (4.13)$$

여기서 ΔP_1 은 식 (4.2)를 사용하여 계산되며 이상곱수는 다음과 같은 함수이다.

$$\left(\frac{dP}{dZ} \right)_{Fr} = f_{Fr} [\chi + 4(\chi^{1.8} - \chi^{10} f_{Fr}^{0.5})] \quad (4.14)$$

여기서 만약 프라우드 넘버 Fr_l 이 1보다 크거나 같다면 마찰 인자 f_{Fr} 은 1.0을 대입하고 만약 Fr_l 이 1보다 작다면 다음 식을 통해 계산한다.

$$f_{Fr} = Fr_1^{0.3} + 0.0055 \left(\ln \frac{1}{Fr_1} \right)^2 \quad (4.15)$$

이때 프라우드 넘버 Fr_1 은 다음과 같다.

$$Fr_1 = \frac{G^2}{g D_i \rho_l^2} \quad (4.16)$$

Grönnerud의 상관식은 증기건도 $0 \leq \chi < 1$ 범위에서 적용할 수 있다.

(3) Chisholm correlation²⁹⁾

Chisholm은 광범위한 작동조건을 위해 상세한 경험식을 제안하였다. Chisholm에 의해서 이상 마찰 압력강하 기울기는 다음과 같이 주어진다.

$$\left(\frac{dP}{dZ} \right)_{\text{frict}} = \left(\frac{dP}{dZ} \right)_{\text{lo}} \Phi_{\text{lo}}^2 \quad (4.17)$$

단상 마찰 압력강하 기울기의 기본적인 표현식에 의해 액상과 기상에 대해 각각 다음과 같이 표현된다.

$$\left(\frac{dP}{dZ} \right)_{\text{lo}} = f_l \frac{2 G^2}{D_i \rho_l} \quad (4.18)$$

$$\left(\frac{dP}{dZ} \right)_{\text{go}} = f_g \frac{2 G^2}{D_i \rho_g} \quad (4.19)$$

여기서 마찰인자는 액상과 기상에 대해서 각각의 동점성 계수와 식 (4.4)을 사용하여 식 (4.3)으로 구해진다.

층류($Re < 2000$)에 대해서는

$$f = \frac{16}{Re} \quad (4.20)$$

난류(대략 $Re \geq 2000$ 으로 추정)에 대해서는 식 (4.3)이 사용되었다. 이들 표현은 액상과 기상의 레이놀즈 넘버를 적용하여 사용할 수 있다. 파라미터 Y 는 단상 마찰 압력강하 기울기의 비로서 얻어진다.

$$Y^2 = \frac{(dP/dZ)_{go}}{(dP/dZ)_{lo}} \quad (4.21)$$

따라서 Chisholm의 이상 곱수는 다음과 같이 정의된다.

$$\Phi_{lo}^2 = 1 + (Y^2 - 1)[B\chi^{(2-n)/2}(1-\chi)^{(2-n)/2} + \chi^{2-n}] \quad (4.22)$$

여기서 n 은 Blasius의 마찰인자(식 4.3)에서 나타내어진 지수이다($n=0.25$).

만약 $0 < Y < 9.5$ 이면 파라미터 B 는 질량유속 범위에 따라 다음과 같이 계산된다.

$$B = \frac{55}{G^{1/2}}, \quad G \geq 1900 \text{kg/m}^2\text{s}$$

$$B = \frac{2400}{G}, \quad 500 < G < 1900 \text{kg/m}^2\text{s}$$

$$B = 4.8, \quad G \leq 500 \text{kg/m}^2\text{s} \quad (4.23)$$

$9.5 < Y < 28$ 인 경우

$$B = \frac{520}{YG^{1/2}}, \quad G \leq 600 \text{kg/m}^2\text{s}$$

$$B = \frac{21}{Y}, \quad G > 600 \text{kg/m}^2\text{s} \quad (4.24)$$

$Y > 28$ 인 경우

$$B = \frac{15000}{Y^2 G^2} \quad (4.25)$$

Chisholm의 상관식은 증기건도 $0 \leq \chi \leq 1$ 의 범위에 적용이 가능하다.

Fig. 4.3은 실험에 의해 얻어진 압력강하 값과 여러 가지 상관식에 의해 예측한 값을 비교한 그래프이다. 그래프에서 보는 바와 같이 전체적으로 실험데이터와 큰 차이를 나타내는 것을 볼 수 있으며 이들 상관식을 사용하여 CO₂ 냉매의 압력강하를 예측하기에는 부적절함을 알 수 있다. 그래프에서 보는 바와 같이 비교대상이 되었던 전체 상관식 모두 실험데이터를 과대 예측하고 있는 것을 볼 수 있으며 CO₂의 경우 시스템이 고압이고 증발조건이 임계점에 가깝기 때문에 표면장력과 점성계수와 같은 값들이 감소하여 마찰압력강하의 감소로 나타난 것 같다. 기존 상관식들의 경우 물성치의 변화는 포함하고 있으나 고압에 의한 영향을 고려하지 못하고 있는 것 같다. 따라서 환산압력의 함수로 제안된 상관식의 적용이 필요할 것으로 판단된다.

Table 4는 각각의 상관식에 의한 예측값과 실험에 의한 측정값 사이의 오차를 나타낸 것이다. 표에서 보듯이 비교 대상이 된 상관식이 모두 비슷한 오차 범위를 나타내고 있는 것을 볼 수 있으며 실제적인 적용이 거의 불가능한 상태를 알 수 있다. 전체 상관식 모두 100% 이상의 오차를 나타내고 있는 것을 볼 수 있는데 이와 같이 두배 이상의 오차가 발생할 경우 컴팩트한 열교환기의 제작이라는 명제에 커다란 위해요소가 된다. 따라서 보다 정확한 CO₂ 냉매용 증발 압력강하 예측 상관식의 개발이 필요하다.

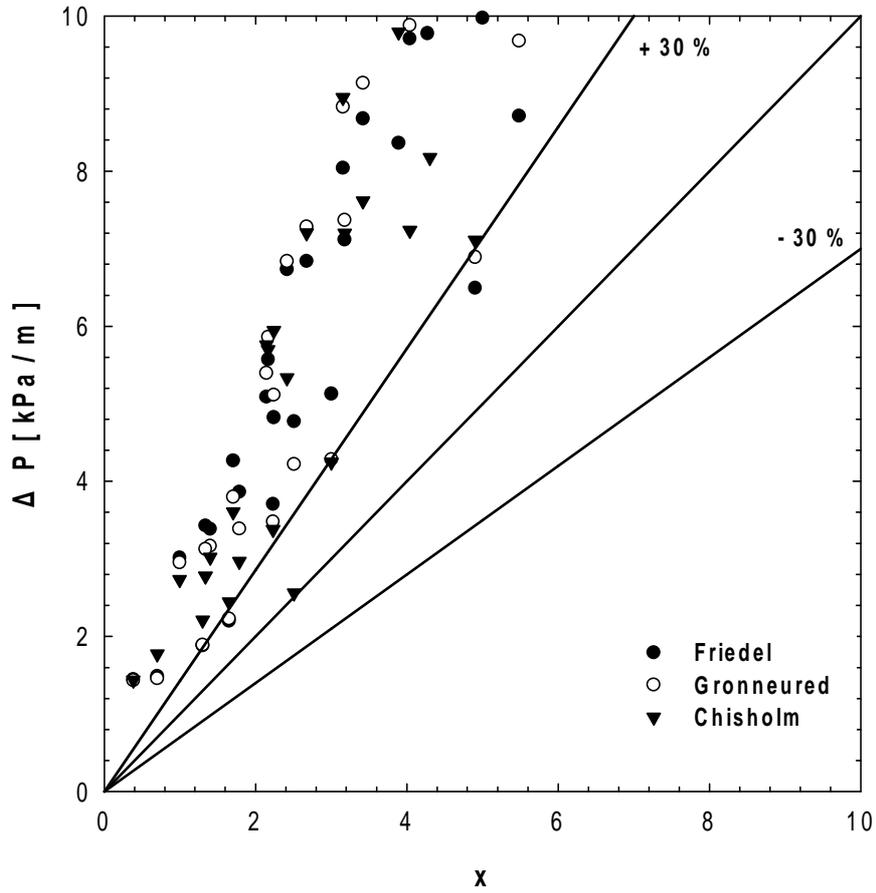


Fig. 4.3 Comparison between measured and calculated frictional pressure drop.

Table 4 The deviations between measured and calculated frictional pressure drop.

	Average deviation (%)	Absolute average deviation (%)	RMS deviation (%)
Friedel (1979)	132.08	132.08	14.02
Grönnerud (1979)	144.91	144.91	15.53
Chisholm (1973)	122.56	122.56	13.22

$$\text{Average deviation (\%)} = \left\{ \left[\sum_{i=1}^N \frac{h_{e,cal} - h_{e,exp}}{h_{e,exp}} \right] / N \right\} \times 100$$

$$\text{Absolute average deviation (\%)} = \left\{ \left[\sum_{i=1}^N \left| \frac{h_{e,cal} - h_{e,exp}}{h_{e,exp}} \right| \right] / N \right\} \times 100$$

$$\text{RMS deviation (\%)} = \left\{ \sqrt{\left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{h_{e,cal} - h_{e,exp}}{h_{e,exp}} \right)^2 \right] / N} \right\} \times 100$$

제 5 장 결 론

본 장에서는 4.57 mm 수평관내 CO₂ 냉매의 증발 열전달 및 압력강하 특성에 대해 실험을 통해 얻은 결과를 다음에 나타내었다.

-열전달-

(1) CO₂ 냉매의 경우 질량유속이 증가하여도 증발 열전달계수는 거의 변화를 나타내지 않았다. 이는 CO₂ 냉매의 액상에 대한 기상의 비체적비가 작기 때문에 질량유속의 영향이 거의 나타나지 않는 것으로 판단된다.

(2) 열유속이 증가함에 따라 CO₂ 냉매의 증발 열전달계수가 확연히 증가하는 것을 볼 수 있었다. 특히 저건도 영역에서 더 큰 차이를 나타내는 것을 볼 수 있으며 이는 핵비등의 활성화로 인한 것으로 판단된다. 그리고 이러한 영향이 고건도 영역까지 지속되는 것으로 볼 때 CO₂의 증발 열전달에 있어 강제대류의 영향보다는 핵비등의 영향이 지배적임을 알 수 있었다.

(3) 포화온도가 증가할 수 록 저건도 영역에서 증발 열전달 계수가 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 포화온도가 증가에 따른 표면장력의 감소로 인한 것으로 판단된다.

(4) 내경 4.57 mm 수평관내 CO₂의 증발열전달에 대한 실험결과를 Gungor and Winterton, Liu and Winterton, Kandlikar, Jung 등의 상관식과 비교한 결과 Jung 등의 상관식이 절대평균오차 16.77%로 가장 좋은 일치율을 보였다.

-압력강하-

(1) 질량유속이 증가할수록 마찰 압력강하는 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 전체적인 냉매유속이 증가함에 따라 마찰에 의한 전단력이 증가하기 때문으로 판단된다.

(2) 포화온도가 증가할수록 마찰압력강하는 현저하게 감소하는 것을 볼 수 있었다. 이는 포화온도가 증가 할수록 CO₂의 표면장력 및 점성계수가 감소하기 때문으로 판단되며 이러한 물성치 변화에 의해 액상과 기상 사이의 상대속도차가 감소하여 마찰에 의한 압력강하 또한 감소하게 되는 것으로 판단된다.

(3) 열유속이 증가할수록 마찰압력강하는 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 열유속이 증가할수록 기포의 발생빈도가 증가하여 내부의 유동이 난류유동으로 변하기 때문으로 판단된다.

(4) 내경 4.57 mm 수평관내 CO₂의 압력강하에 대한 실험결과를 Friedel, Grönnerud, Chisholm의 상관식과 비교한 결과 전체 상관식 모두 100% 이상의 오차를 나타내고 있는 것을 볼 수 있다. 따라서 보다 정확한 CO₂ 냉매용 증발 압력강하 예측 상관식의 개발이 필요하다.

참 고 문 헌

- (1) Thevenot R. A history of refrigeration throughout the world. Paris: IIR; 1979. [Fidler JC, Trans]
- (2) Lorentzen G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament. *Int J Refrig* 1995; 18(3): pp. 190-7.
- (3) Lorentzen G, Pettersen J. New possibilities for non-CFC refrigeration. In: Pettersen J, editor. *IIR International Symposium on Refrigeration, Energy and Environment*, Trondheim, Norway. 1992. pp. 147-63.
- (4) The Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change, 1997.
- (5) Rieberer R. CO₂ as working fluid for heat pump. PhD Thesis. Institute of Thermal Engineering, Graz University, Austria; 1998
- (6) Devotta S, Padalkar A. S, Joshi S. N, Sawant N. N and Sane N. K. Comparative Assessment of CO₂ for Window Air-conditioners. Preliminary proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids at Purdue. 2000. pp. 17-24
- (7) Pettersen J. Flow vaporization of CO₂ in microchannel tubes. PhD Thesis, Norwegian University of Science and Technology, Norway; 2002.
- (8) Bredesen A, Hafner A, Pettersen J, Aflekt K. Heat transfer and Pressure drop for in-tube evaporation of CO₂. *International Conference on Heat Transfer Issues in Natural Refrigerants*, College Park, MD;

1997. pp. 1-15
- (9) Hwang Y., Kim B. H., Radermacher R. Boiling heat transfer correlation for carbon dioxide. IIF-IIR Commission B1, with E1&E2, College Park, MD; 1997. pp. 81-95.
- (10) Sun Z, Groll E. CO₂ flow boiling in horizontal tubes. Internal report No. HL-2001-8, Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University; 2000.
- (11) Hihara E. and Tanaka S. Boiling heat transfer of carbon dioxide in horizontal tubes. Preliminary proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids at Purdue. 2000. pp. 279-284.
- (12) Pettersen J., Rieberer R., Munkejord S. T. Heat transfer and pressure drop for flow of supercritical and subcritical CO₂ in microchannel tubes. Internal report No. TR A5127, SINTEF; 2000.
- (13) Zhao Y., Ohadi M. M., Dessiatoun S. V., Schuster A., McNair A., Radermacher R. and Darabi J. Evaporation heat transfer coefficients of ammonia and CO₂ inside a smooth tube. IIF-IIR Commission B1, with E1&E2, College Park, MD, 1997. pp. 116-130.
- (14) Yoon S. H. Studies on the characteristics of evaporation and supercritical gas cooling heat transfer of carbon dioxide. PhD Thesis, Seoul National University School of Mechanical and Aerospace Engineering, Korea; 2002.
- (15) Cooper M. G. Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling-A wide ranging examination using reduced properties. Advances in Heat

- Transfer, 1984. Vol. 16. pp. 157-239.
- (16) Rouhani Z, Axelsson E. Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. Int J Heat Mass transfer, 1970. Vol. 13. pp. 383-393
- (17) Steiner D, VDI-Wärmeatlas (VDI Heat Atlas), Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GCV), Düsseldorf, 1993. Chapter Hbb.
- (18) Gungor K. E. and Winterton R. H. S. A general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data. Chem. Eng. Res. Des., 1987. Vol. 65, pp. 148-156.
- (19) Lee. S. Y., Kim. B. J., Kim. M. H. Two-phase flow heat transfer. 1993. 대영사.
- (20) Gungor K. E. and Winterton R. H. S. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. Int. Heat and Mass Transfer., 1986. Vol. 29, pp. 351-358.
- (21) Cooper M. G. Saturation nucleate pool boiling. A simple correlation. 1st U.K. National Conference on Heat Transfer. 1984. Vol. 2, pp. 785-793.
- (22) Liu Z. and Winterton R. H. S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. Int. J. Heat Mass Transfer. 1991. Vol. 34. pp. 2759-2766.
- (23) Kutateladze S. S. Boiling heat transfer, Int. J. Heat Mass Transfer 4. 1961. pp. 31-45.

-
- (24) Kandlikar S. G. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. 1990. Journal of Heat Transfer. Vol. 112. pp.219-228.
- (25) Jung D. S., McLinden M., Radermacher R. and Didion D. A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures. 1989. Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 32. pp. 1751-1764.
- (26) Stephan K. and Abdelsalam M. Heat transfer correlations for natural convection boiling. 1980. Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 23. pp. 73-87.
- (27) Friedel L. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow. European Two-Phase Flow Group Meeting. Paper E2: 1979. Ispra, Italy.
- (28) Grønnerud R. Investigation of liquid hold-up, flow resistance and heat transfer in circulation type evaporators. part IV: two-phase flow resistance in boiling refrigerants. Annexe 1972. Bull. de l'Inst. du Froid.
- (29) Chisholm D. Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels. Int J Heat Mass Transfer. 1973. Vol. 16. pp. 347-358.

감사의 글

오늘의 결실이 있기 까지 저에게 많은 도움과 격려를 주신 모든 분들께 머리 숙여 깊은 감사를 드립니다.

지나고 보니 너무나도 짧게만 느껴지는 지난 2년간의 기억들이기에 마지막이 더 안타깝게 다가오는 것 같습니다. “일을 시작하기는 쉬우나 그것을 끝까지 지켜가기는 어렵다는 말이 있습니다.” 이 말을 항상 염두에 두며 자신을 이끌어 가려 노력했지만 지금 와서 돌아해보면 현실의 편안함에 안주하고 타협하며 자신을 합리화 하던 저 자신이 미워지기도 합니다. 하지만 몸 건강히 사고 없이 무사히 졸업하게 된 점을 감사하며, 더욱이 앞으로 사회라는 더 큰 세상을 맞이하여 더 큰 책임을 가지게 될 저이기에 주어진 삶에 감사할 따름입니다. 이제 까지는 누군가의 보살핌과 사랑을 받기만 한 저이지만 이제부터는 받았던 은혜를 누군가에게 다시 베풀어야 할 시기이기에 더 열심히 하여 베풀어주신 은혜와 노고가 헛되지 않도록 하겠습니다.

그리고 이 자리를 빌어 오늘의 이 자리가 있기 까지 도와주신 많은 분들께 감사의 말을 전하고 싶습니다. 항상 제자를 먼저 생각하시고 모범이 되어주신 오후규 교수님과 연구실 가장 가까운 곳에서 말 안 듣는 후배를 넓은 아량으로 이해해주신 손창효 박사님 그리고 이동건 선배님과 정재천 선배님 여러 ORE 회원 여러분들께도 감사의 말을 전하고 싶습니다. 그리고 함께 연구실에서 숙식을 해결하며 미운정 고운정이 들어버린 연구실원들 웅박 김대회와 토익박사 유태근, 침투불가 장승일, 나이는 많지만 뒤늦게 향학열을 불태우고 있는 남수형, 차세대 주자 전민주 그리고 실험실 일을 많이 도와준 조민기, 박종민, 남계인, 박민주.. 여러분이 있어 실험실 생활을 즐겁게 할 수 있었고 걱정

없이(??) 연구실을 떠날 수 있을 것 같습니다.

또한 학교일이 힘들다는 핑계를 대며 자주 만나 주지도 못하는 남자친구를 다 이해해주며 사랑해준 변경민씨에게도 깊은 감사를 드리며 앞으로도 변함없이 사랑할 것을 약속드립니다.

그리고 마지막으로 자식 뒷바라지 하시느라 여태껏 제대로 쉬지도 못하시면서 항상 부족한 자식이지만 믿어 주시고 아낌없이 지원해 주신 부모님께도 깊은 감사를 드립니다. 앞으로 더 열심히 부지런히 생활하여 부모님께 효도하는 멋진 아들이 되도록 하겠습니다. 이제까지 부모님께 받은 은혜 너무나 감사하고 평소엔 말하지 못했지만 부모님 정말 사랑합니다.

2006년 1월 1일

최 선 묵