



### 저작자표시-비영리-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

이중관형 열교환기 내 이산화탄소의  
저온 증발 열전달 특성에 관한 연구

지도교수 윤 정 인

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2015년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

양 동 일

양동일의 공학석사 학위논문을  
인준함

2015년 2월



주	심	공 학 박 사	김 은 필	인
위	원	공 학 박 사	최 광 환	인
위	원	공 학 박 사	윤 정 인	인

# 목 차

Abstract .....	iii
List of figures, photographs and tables .....	v
Nomenclature .....	ix
제 1 장 서 론	
1.1 연구배경 및 목적 .....	1
1.2 이산화탄소 냉매의 특성 .....	2
1.2.1 포화증기압력과 체적냉동능력(VCR) .....	2
1.2.2 포화액상에 대한 포화기상의 밀도비 .....	4
1.2.3 표면장력 .....	4
1.3 종래 연구 .....	10
제 2 장 실험장치	
2.1 실험장치의 구성 .....	12
2.2 실험방법 및 실험조건 .....	20
2.3 데이터 해석 방법 .....	22
제 3 장 실험결과 및 고찰	
3.1 이산화탄소 유동양식선도 .....	26
3.2 증발 열전달 특성 .....	30
3.3 증발 열전달 상관식과의 비교 .....	38

제 4 장 결 론 .....	46
참 고 문 헌 .....	48
감사의 글 .....	50



# Characteristic Analysis of Evaporation Heat Transfer of Carbon Dioxide at Low Temperature in a Double Pipe Heat Exchanger

Dong-il Yang

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

## Abstract

Carbon dioxide is odorless, non-toxic, non-corrosive, non-combustion and non-explosive. It is possible to be released and have superior compatibility with general lubricant. Furthermore, minimizing the system size is obtainable due to high freezing capacity per unit volume. For these advantages of carbon dioxide above, carbon dioxide has been receiving more attention in automobile/residential air-conditioners, hot water heat pumps and food preservation systems nowadays. Accordingly, cascade refrigeration systems using carbon dioxide as a working fluid at low temperatures are already being commonly used in the market. The accurate measurements of boiling heat transfer coefficients and the better understanding of the heat transfer mechanisms are essential to develop compact heat exchangers and system designs.

The test devices consist of mass flow meter, pre-heater, magnetic gear pump, test section, condenser and liquid receiver. Test section is made of cooper tube. Inner and outer diameters of the test section are 8 mm and 9.52 mm, respectively.

The analysis is conducted at mass fluxes from 100 kg/m<sup>2</sup>s to 300 kg/m<sup>2</sup>s, saturation temperature from -40 °C to -20 °C and heat flux of from 20 kW/m<sup>2</sup> to 40 kW/m<sup>2</sup>.

The main results are summarized as follows: In case that the mass flux of carbon dioxide is 100 kg/m<sup>2</sup>s, the heat transfer coefficient is constant regardless of vapor quality. In case of 200 kg/m<sup>2</sup>s and 300 kg/m<sup>2</sup>s, the heat transfer coefficient increases steadily following to increase of vapor quality. However, the heat transfer coefficient is constant regardless of mass flux at low vapor quality (0 ~ 0.2). Meanwhile, the heat transfer coefficient decreases as the heat flux of carbon dioxide increases.

In comparison of heat transfer correlations with the experimental result, the heat transfer correlations do not predict them exactly. Therefore, more accurate heat transfer correlation than the previous one is required.

# LIST OF FIGURES, PHOTOGRAPHS AND TABLES

## FIGURES

- Fig. 1.1 Comparison of saturation pressure of R744 with that of some refrigerants
- Fig. 1.2 Comparison of vapor density of R744 with that of some refrigerants
- Fig. 1.3 Comparison of volumetric refrigeration capacity of R744 with that of some refrigerants
- Fig. 1.4 Liquid-to-vapor density ratio with that of some refrigerants
- Fig. 1.5 Comparison of surface tension of R744 saturated liquid
- Fig. 2.1 Schematic diagram of experimental apparatus for liquid pump system
- Fig. 2.2 Schematic diagram of the evaporator
- Fig. 3.1 Two-phase flow pattern in the horizontal evaporation tube (Low mass flux, low heat flux)
- Fig. 3.2 Flow pattern map for R744 with respect to different mass fluxes at constant heat fluxes and saturation temperature(-30°C)
- Fig. 3.3 Flow pattern map for carbon dioxide with respect to different saturation temperature at constant heat fluxes

and heat fluxes

- Fig. 3.4 Flow pattern map for carbon dioxide with respect to different heat fluxes at constant heat fluxes and saturation temperature
- Fig. 3.5 Variation of heat transfer coefficients with respect to different mass fluxes at saturation temperature( $-20^{\circ}\text{C}$ ) in the evaporator of inner diameter tube of 8mm
- Fig. 3.6 Variation of heat transfer coefficients with respect to different mass fluxes at saturation temperature( $-30^{\circ}\text{C}$ ) in the evaporator of inner diameter tube of 8mm
- Fig. 3.7 Variation of heat transfer coefficients with different saturation temperature for mass fluxes( $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ) in the evaporator of inner diameter tube of 8 mm
- Fig. 3.8 Variation of heat transfer coefficients with different saturation temperature for mass fluxes( $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ) in the evaporator of inner diameter tube of 8 mm
- Fig. 3.9 Variation of heat transfer coefficients with different saturation temperature for mass fluxes( $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ) in the evaporator of inner diameter tube of 8 mm
- Fig. 3.10 Comparison of local evaporation heat transfer coefficients of this study and preview literature
- Fig. 3.11 Comparison of experimental data with the calculated heat transfer coefficients using existing correlations
- D: 8 mm, G:  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{\text{sat}}$ :  $-30^{\circ}\text{C}$

- Fig. 3.12 Comparison of experimental data with the calculated heat transfer coefficients using existing correlations  
D: 8 mm, G: 200 kg/m<sup>2</sup>s, T<sub>sat</sub>: -30 °C
- Fig. 3.13 Comparison of experimental data with the calculated heat transfer coefficients using existing correlations  
D: 8 mm, G: 300 kg/m<sup>2</sup>s, T<sub>sat</sub>: -30 °C
- Fig. 3.14 Comparison of experimental data with the calculated heat transfer coefficients using existing correlations

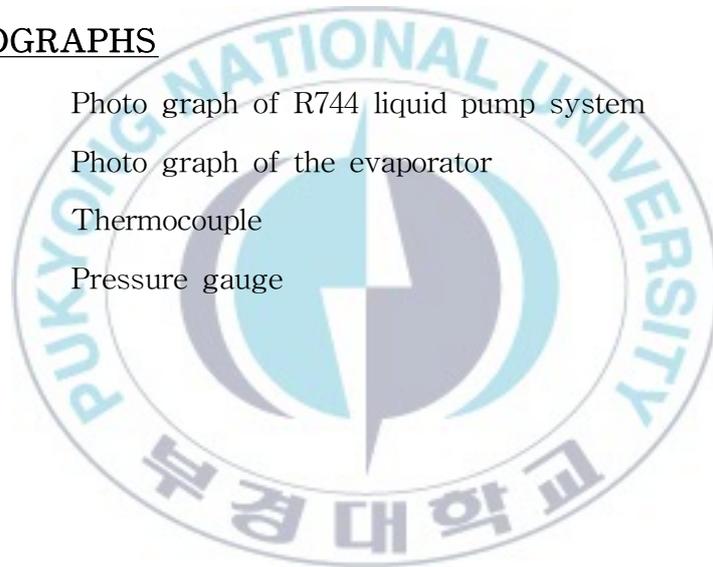
### TABLES

- Table. 1.1 Comparison of saturation pressure of R744 with that of some refrigerants
- Table. 1.2 Comparison of vapor density of R744 with that of some refrigerants
- Table. 1.3 Comparison of volumetric refrigeration capacity of R744 with that of some refrigerants
- Table. 1.4 Liquid-to-vapor density ratio of some refrigerants
- Table. 1.5 Comparison of surface tension of R744 with some refrigerants
- Table. 2.1 Specifications of instruments
- Table. 2.2 Operating conditions of the experimental device
- Table. 3.1 The comparisons between calculated and experimental heat transfer coefficients in the evaporator of inner

- diameter tube of 8 mm
- Table. 3.2 The comparisons between calculated and experimental heat transfer coefficients in the evaporator of inner diameter tube of 8 mm
- Table. 3.3 The comparisons between calculated and experimental heat transfer coefficients in the evaporator of inner diameter tube of 8 mm

### PHOTOGRAPHS

- Photo. 2.1 Photo graph of R744 liquid pump system
- Photo. 2.2 Photo graph of the evaporator
- Photo. 2.3 Thermocouple
- Photo. 2.4 Pressure gauge



## NOMENCLATURE

### SYMBOLS

A	Area	[m <sup>2</sup> ]
c	Specific heat at constant pressure	[kJ/kgK]
C	Parameter in Kandlikar's correlation Constant defined equation	
d	Diameter	[m]
D <sub>h</sub>	Hydraulic diameter	[m]
E	Enhancement factor	
f	Friction factor	
F <sub>fl</sub>	Fluid dependent parameter in kandlikar's correlation	
g	Gravity acceleration	[m/s <sup>2</sup> ]
G	Mass velocity	[kg/m <sup>2</sup> s]
h	Heat transfer coefficient	[kW/m <sup>2</sup> K]
h <sub>LV</sub>	Latent heat of vaporisation	[J/kg]
i	Enthalpy	[kJ/kg]
i <sub>fg</sub>	Latent heat	[kJ/kg]
k	Thermal conductivity	[kW/mK]
L	Tube length	[m]
M	Mass flow rate	[kg/h]
n	Number of local tube	
Q	Heat capacity	[kW]
P	Pressure	[kPa]
q	Heat flux	[kW/m <sup>2</sup> ]
S	Suppression factor	
T	Temperature	[°C]
x	quality	

$x_{IA}$	Vapor quality at transition from intermittent to annular flow	
$z$	Tube length	[m]

### DIMENSIONLESS NUMBERS

Bo	Boiling number	
Co	Convection number	
Fr	Froude number	
Nu	Nusselt number	
Pr	Prandtl number	
Re	Reynolds number	
We	Weber number	
Bd	Bond number	
$h_{LD}$	Dimensionless vertical height of liquid	
$A_{VD}$	Dimensionless cross-sectional area occupied by vapor-phase	
$A_{LD}$	Dimensionless cross-sectional area occupied by liquid-phase	

### GREEK SYMBOLS

$\Delta$	Difference	
$\alpha$	Void fraction	
$\epsilon$	Cross-sectional vapor void fraction	
$\mu$	Dynamic viscosity	[Pa × s]
$\nu$	Specific volume	[m <sup>3</sup> /kg]
$\rho$	Density	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Surface tension	[N/m]

$\psi$	Parameter in shah's correlation	
$X_{tt}$	Lockhart–Martinelli parameter	
$\Phi$	Two phase multiplier	
$\theta$	angle	[rad]

### SUBSCRIPTS

A	Annular flow
abs	Absdute
avg	Average
b	Brine
bs	Brine section
bottom	Bottom
cal	Calculated
CBD	Convective boiling
cr	Critical, Dryout quality
crit	Critical point
dry	Dry
D	Dryout
e	Evaporation
eq	Equivalent
exp	Experimental, Exponent
f	Fluid
frict	Frictional
g	Gas



go	Total flow having the gas properties
i	Inner
I	Intermittent flow
l	Liquid
le	left
lo	Total flow having the liquid properties
loc	Local
M	Mist flow
mom	Dynamic pressure
NBD	Nucleate boiling
o	Outer
out	Outlet
p	Pool boiling
pool	Pool boiling
r	Refrigerant
ri	Right
sat	Saturation
sp	Single-phase heat transfer coefficient
S	Stratified flow
SW	Stratified-wavy flow
SLUG	slug flow
static	Static pressure
top	Top
tp	Two phase

v	Volumetric, Vapor
vo	Total flow having the vapor preperities
wi	Wall inner
wo	Wall outer
wavy	Wavy



# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구배경 및 목적

자연냉매인 이산화탄소는 1800년대 후반부터 선박, 사무실, 극장 등의 냉방을 하기 위해 많이 사용되었다. 이산화탄소는 1940년대까지 영국의 선박 등에 계속 사용되어 왔지만 그 이후로 안전성이 뛰어나고 열역학적으로 우수한 프레온 냉매가 개발되면서 이산화탄소의 사용은 급격하게 감소하여 특수한 용도를 제외하고는 거의 사용되지 않았다. 하지만 이러한 프레온 냉매가 대기에 누출되면 오존층에 도달해서 오존층을 파괴시킨다는 문제가 발견되었다. 이 뿐만 아니라 지구 온난화계수가 이산화탄소에 비해 수십에서 수천 배까지 크기 때문에 이것 또한 문제가 되었다. 이러한 문제 때문에 교토의정서, 몬트리올 의정서 등 프레온 냉매를 규제하는 국제적인 협약들이 발효되면서 국내에는 2020년부터 프레온 냉매의 사용이 금지된다. 따라서 1990년 이후부터 자연냉매가 프레온가스의 대체냉매로 다시 주목받고 있다. 이 대체냉매들 중에 이산화탄소는 무취, 무독 부식성이 없으며 연소 및 폭발성이 없는 물질로서 냉매 회수가 필요 없고 일반 윤활유와 양호한 상용성을 가지고 있으며 단위 체적 당 냉동능력이 커서 장치의 소형화가 가능하다. 게다가 이산화탄소는 오존층 파괴지수가 0이고, 대기 중의 이산화탄소를 액화시켜서 사용하기 때문에 지구온난화지수를 고려하지 않아도 된다는 장점이 있다. 하지만 이산화탄소는 냉동장치의 냉매로 사용될 때 작동압력이 아주 높기 때문에 냉동장치의 구성기기들은 이산화탄소의 특성에 맞게 만들어져야 한다. 이 중에 이산화탄소를 사용하는 증발기에 대한 열역학적 특성에 대한 연구가 필요하다.

최근 이산화탄소에 대한 연구가 다양하게 진행되고 있지만, 이산화탄소는 고압에서 작동하기 때문에 내압을 견디기 위한 구성기기의 값이 비싸고 위험하기 때문에 연구된 자료의 수가 적다. 게다가  $-20^{\circ}\text{C}$  이하의 저온을 만들기 위해서는 캐스케이드 냉동기와 같은 사이클을 이용해야하기 때문에 비용이 더 많이 필요하다. 따라서  $-20^{\circ}\text{C}$  이하의 영역에 대한 연구의 수는  $-20^{\circ}\text{C}$  이상의 영역에 대한 연구의 수에 비해 그 수가 적다. 하지만 현재 산업발전으로 인해 대형 슈퍼마켓 및 냉동창고 등에서  $-20^{\circ}\text{C}$  이하의 저온을 사용하는 곳이 늘어나고 있기 때문에<sup>(1)</sup> 이러한 분야에 대한 연구가 절실한 실정이다.

따라서, 본 논문에서는 이산화탄소용 캐스케이드 시스템에서 증발기를  $-20^{\circ}\text{C} \sim -40^{\circ}\text{C}$ 의 저온 영역에서 실험을 통해 열전달 특성을 분석하고 증발기 설계에 필요한 기초적 설계 자료를 제공하고자 한다.

## 1.2 이산화탄소 냉매의 특성

이산화탄소는 기존 냉매와는 열물적 특성이 많이 다르기 때문에 이산화탄소용 냉동장치를 설계하기 위해서는 이러한 열물적 특성을 충분히 이해할 필요가 있다. 따라서 본 장에서는 이산화탄소와 타 냉매의 물성을 분석하여 비교하고자 한다.

### 1.2.1 포화증기압력과 체적냉동능력(VCR)

Fig. 1.2.1.1, Fig. 1.2.1.2 그리고 Fig. 1.2.1.3은 냉매의 물성치 프로그램 (REFPROP 9.1)<sup>(2)</sup>을 이용하여 계산한 이산화탄소 및 다른 냉매의 포화온도변화에 따른 포화압력을 비교한 것이다. 이 때 포화온도는  $-40^{\circ}\text{C} \sim -20^{\circ}\text{C}$ 까지  $1^{\circ}\text{C}$  간격으로 증가시켰다. 그래프를 보면 이산화탄소의 포화

압력이 다른 냉매들에 비해 많이 높다. 수치적으로 보면  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 에서 이산화탄소와 다른 냉매의 포화압력은 각각  $1\text{ MPa}$ ,  $0.05 \sim 0.11\text{ MPa}$ 이고  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 에서 이산화탄소와 다른 냉매의 포화압력은 각각  $1.97\text{ MPa}$ ,  $0.13 \sim 0.25\text{ MPa}$ 이다. 이산화탄소가 다른 냉매보다 포화압력이 최소 8배 이상 높은 것을 알 수 있다.

두 번째 그래프는 이산화탄소 및 다른 냉매의 포화온도변화에 따른 포화기상에서 밀도를 비교한 것이다. 이산화탄소의 포화기상밀도는 포화온도가  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 에서 임계온도에 가까운 온도인  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 까지 증가할수록  $26.12\text{ kg/m}^3$ 에서  $51.7\text{ kg/m}^3$ 까지 급격하게 증가한다. 하지만 다른 냉매는  $0.64\text{ kg/m}^3 \sim 1.61\text{ kg/m}^3$ 에서  $4.84\text{ kg/m}^3 \sim 10.72\text{ kg/m}^3$ 까지 증가한다. 이산화탄소가 다른 냉매에 비해 포화기상에서 밀도가 4배 이상 높은 것을 알 수 있다.

세 번째 그래프는 이산화탄소 및 다른 냉매의 포화온도변화에 따른 체적냉동능력을 비교한 것이다. 체적냉동능력은 그 지점의 냉동효과에다가 압축기 입구의 냉매밀도를 곱하여 구할 수 있는데 단위 체적 당 낼 수 있는 냉각능력을 의미한다. 이산화탄소의 체적냉동능력은 포화온도가  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 에서 임계온도에 가까운 온도인  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 까지 증가할수록  $8422\text{ kJ/m}^3$ 에서  $14602\text{ kJ/m}^3$ 까지 급격하게 증가한다. 하지만 다른 냉매는  $626\text{ kJ/m}^3 \sim 1445\text{ kJ/m}^3$ 에서  $1137\text{ kJ/m}^3 \sim 2374\text{ kJ/m}^3$ 까지 증가한다. 이산화탄소가 다른 냉매에 비해 체적냉동능력이 5배 이상 높은 것을 알 수 있다.

이처럼 이산화탄소는 다른 냉매에 비해 포화압력이 8배 이상 높기 때문에 고압까지 견딜 수 있는 구성기기 및 배관을 필요로 한다. 하지만 작동압력이 높으면 그만큼 포화기상밀도가 커져서 체적냉동능력이 증가하게 된다. 따라서 냉동기가 같은 성능을 내기 위해서 필요한 냉매의 체적유량이 감소

하게 되므로 시스템을 소형화 할 수 있다.

### 1.2.2 포화액상에 대한 포화기상의 밀도비

Fig. 1.2.2.1은 이산화탄소 및 다른 냉매의 포화온도변화에 따른 포화액상의 밀도비를 비교한 것이다. 포화온도가  $-40\text{ }^{\circ}\text{C} \sim -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 까지 증가할수록 이산화탄소의 기상에 대한 액상의 밀도비는 43 ~ 20의 범위로 감소하였지만 다른 냉매들은 220 ~ 1071에서 101 ~ 413의 범위로 감소하였다. 여기서 다른 냉매들에 비해 이산화탄소의 기상에 대한 액상의 밀도비가 상당히 작다. 기상에 대한 액상의 밀도비가 낮다는 것은 액상의 밀도와 기상의 밀도의 차이가 작다는 의미이다. 따라서 이상 유동에서 이산화탄소는 다른 냉매에 비해 더욱 균질유동으로 가정해서 해석이 가능하다.

균질유동은 2상 유동 모델 접근방식중 하나인데, 기체와 액체의 속도가 같다고 놓고, 평균밀도 및 점도를 가정하는 가장 간단한 모델이다.

### 1.2.3 표면장력

Fig. 1.2.3.1은 이산화탄소 및 다른 냉매의 포화온도변화에 따른 표면장력을 비교한 것이다. 표면장력은 핵비등에 영향을 많이 주는 요소인데, 표면장력이 작을수록 핵발생과 증기기포 성장에 필요한 요구과열도가 줄어들게 되어 핵비등이 활발하게 일어난다. 포화온도가  $-40\text{ }^{\circ}\text{C} \sim -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 까지 증가할수록 이산화탄소의 표면장력은  $0.0131\text{ N/m} \sim 0.0086\text{ N/m}$ 의 범위로 감소하였지만 다른 냉매들은  $0.0155\text{ N/m} \sim 0.0473\text{ N/m}$ 에서  $0.0128\text{ N/m} \sim 0.0399\text{ N/m}$ 의 범위로 감소하였다. 여기서 다른 냉매들에 비해 이산화탄소의 표면장력이 낮다. 따라서 이산화탄소는 타 냉매보다 핵비등이 활발하게 일어날 것으로 생각된다.

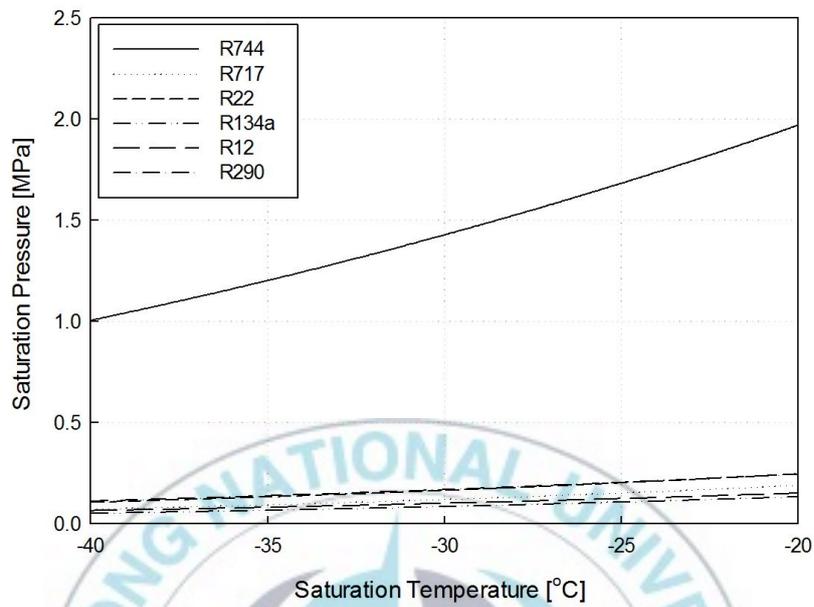


Fig. 1.2.1.1 Comparison of saturation pressure of R744 with that of some refrigerants

Table. 1.2.1.1 Comparison of saturation pressure of R744 with that of some refrigerants

[MPa]	R744	R22	R134a	R717	R290	R12
-20 [°C]	1.9696	0.2453	0.1327	0.1901	0.2445	0.1507
-30 [°C]	1.4278	0.1639	0.0844	0.1194	0.1678	0.1003
-40 [°C]	1.0045	0.1052	0.0512	0.0717	0.1111	0.0641

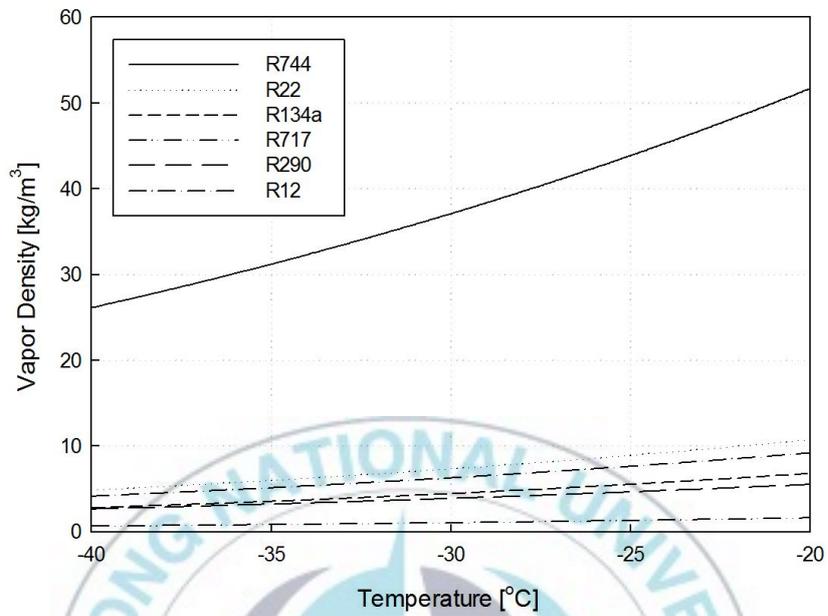


Fig. 1.2.1.2 Comparison of vapor density of R744 with that of some refrigerants

Table. 1.2.1.2 Comparison of vapor density of R744 with that of some refrigerants

[kg/m <sup>3</sup> ]	R744	R22	R134a	R717	R290	R12
-20 [°C]	51.7	10.7	6.8	1.6	5.5	9.2
-30 [°C]	37.1	7.3	4.4	1.0	3.9	6.3
-40 [°C]	26.1	4.8	2.8	0.6	2.6	4.1

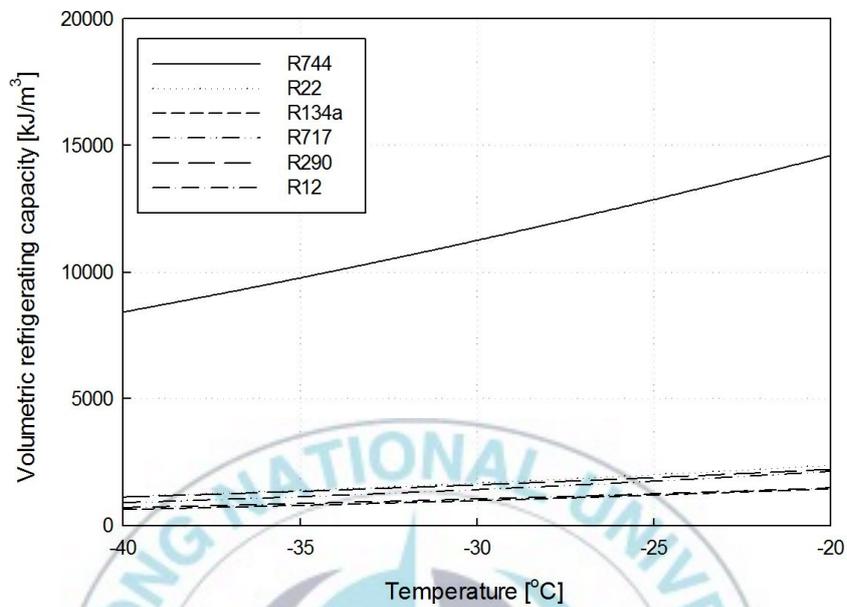


Fig. 1.2.1.3 Comparison of volumetric refrigeration capacity of R744 with that of some refrigerants

Table. 1.2.1.3 Comparison of volumetric refrigeration capacity of R744 with that of some refrigerants

[kJ/m <sup>3</sup> ]	R744	R22	R134a	R717	R290	R12
-20 [°C]	14602.2	2374.0	1444.6	2131.0	2206.1	1476.1
-30 [°C]	11258.5	1673.5	971.6	1410.6	1594.8	1035.5
-40 [°C]	8421.9	1136.6	625.5	894.0	1114.5	699.7

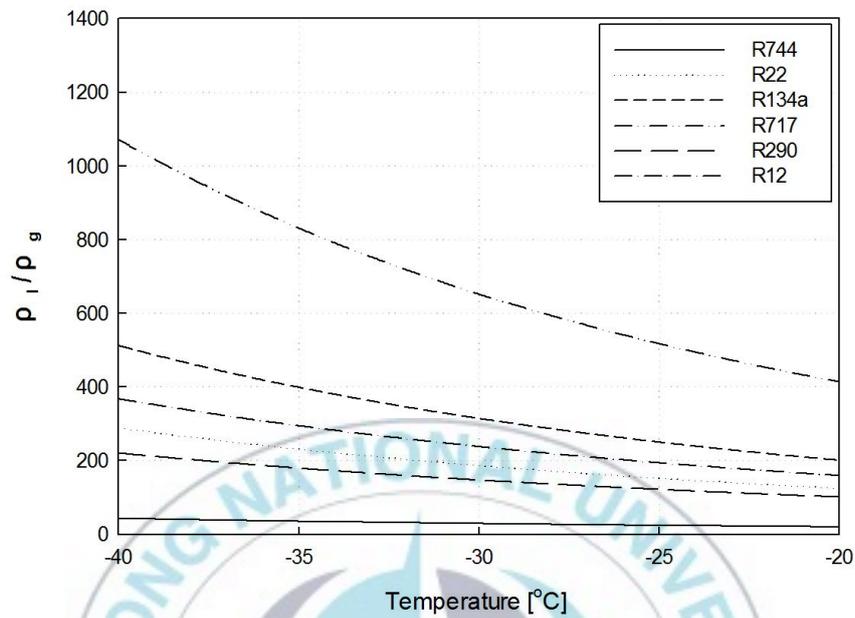


Fig. 1.2.2.1 Liquid-to-vapor density ratio with that of some refrigerants

Table. 1.2.2.1 Liquid-to-vapor density ratio of some refrigerants

[-]	R744	R22	R134a	R717	R290	R12
-20 [°C]	19.961	124.627	200.236	413.362	100.764	158.898
-30 [°C]	29.003	186.443	313.615	651.635	146.546	237.321
-40 [°C]	42.764	288.192	511.360	1071.262	219.681	366.981

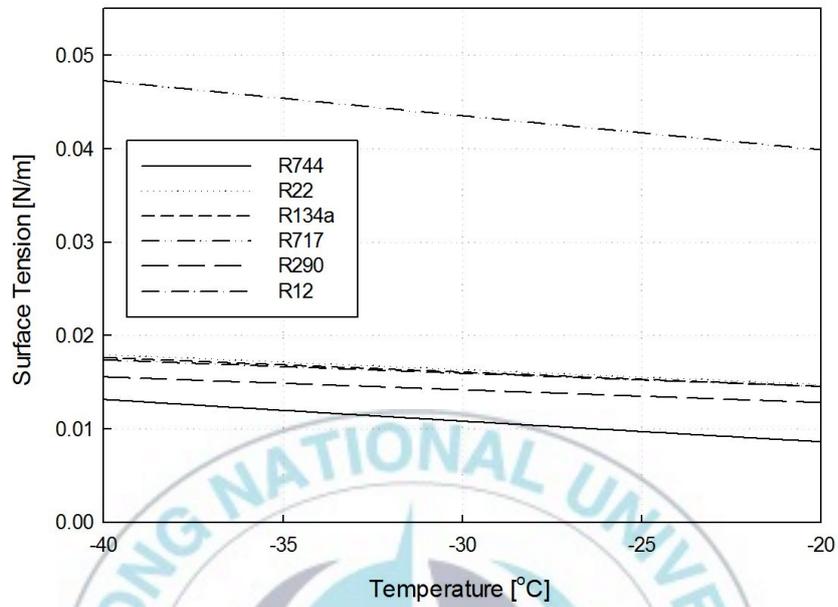


Fig. 1.2.3.1 Comparison of surface tension of R744 saturated liquid

Table. 1.2.3.1 Comparison of surface tension of R744 with some refrigerants

[N/m]	R744	R22	R134a	R717	R290	R12
-20 [°C]	0.0086	0.0148	0.0145	0.0399	0.0128	0.0145
-30 [°C]	0.0108	0.0163	0.0160	0.0435	0.0141	0.0159
-40 [°C]	0.0131	0.0179	0.0176	0.0473	0.0155	0.0174

### 1.3 종래연구

지금까지 많은 연구자들<sup>(3-5)</sup>에 의해서 이산화탄소를 이용한 냉동기의 증발 열전달 특성에 관한 연구가 다양하게 진행되어 왔다. 공개된 자료에서, 저온의 이산화탄소 증발열전달에 대한 자료는 아주 제한적이다.

Bansal<sup>(6)</sup> 등은 외경 6.35 mm, 내경 4.57 mm, 길이 4.5 m의 스테인레스관을 사용하여 증발온도 0 ~ -30 °C, 질량유속 200 kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 12.6 ~ 19.3 kW/m<sup>2</sup>의 조건에서 실험을 하였다. 실험결과, 이산화탄소는 큰 표면장력 때문에 저온영역에서 증발 열전달계수는 낮아지지만 드라이 아웃까지는 증기건도가 증가할수록 증가하는데 이것은 0°C주위의 높은 온도에서의 경향에 어긋나는 것이라는 것을 알아냈다.

Bredesen<sup>(7)</sup> 등은 직경 7 mm의 알루미늄관을 사용하여 -10 °C ~ -25 °C 저온영역에서 이산화탄소의 증발열전달 실험을 수행했다. 조건으로는 열유속 3 ~ 9 kW/m<sup>2</sup>, 질량유속 200 ~ 400 kg/m<sup>2</sup>s의 조건에서 실험한 결과, 저건도 영역에서 온도가 감소할수록  $h_{tp}$ 는 감소한다는 것을 보여준다.

Park과 Hrnjak<sup>(8)</sup>은 외경 9.6 mm, 길이 150 mm, 동으로 만들어진 수평 평활관에서 이산화탄소 냉매를 사용하여 증발온도 -15 °C와 -30 °C, 질량유속 100 ~ 400 kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 5 ~ 15 kW/m<sup>2</sup>의 조건에서 실험을 하였다. 실험결과, 제시된  $h_{tp}$ 는 저건도 영역에서 질량유속이 증가할수록 열전달계수는 감소했고, 증발온도가 감소할수록 열전달계수는 감소하였다. 열전달계수는 고건도까지 더 높아졌고 드라이아웃은 일어나지 않았다. 또한 200과 400 kg/m<sup>2</sup>s의 질량유속의 조건에서 0.8의 고건도 영역까지 열전달계수는 증가하였고 드라이아웃이 발생하지 않는다는 것을 알아내었다.

Zhao<sup>(9)</sup> 등은 내경 4.57 mm, 길이 4.5 m인 스테인레스 스틸 튜브를 이용하여 -25 ~ -40 °C 저온영역에서 이산화탄소 증발열전달 실험을 수행했

다. 실험결과, 열유속과 질량유속이 일정할 때 증발온도가 감소할수록 열전달계수도 감소하였다. 그리고 열전달계수는 열유속이 증가할수록 증가하고, 질량유속이 증가할수록 소폭 증가하여 열전달계수에 대한 질량유속의 영향이 미미하다는 것을 알아냈다.

그들의 데이터는 이전의 관측과는 대조적으로 다르다. 이것은 저온영역에서 이산화탄소 증발열전달에 대한 더 많은 심층적인 연구가 요구된다는 것을 의미한다. 본 논문은 증발열전달 과정에서  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  주위의 낮은 포화압력에서 이산화탄소 열물적 특성에 따른 증발열전달 특성을 분석하고자 한다.



## 제 2 장 실험장치

### 2.1 실험장치의 구성

Photo. 2.1.1과 Fig. 2.1.1는 이산화탄소 증발열전달 실험을 하기 위한 장치의 실제 사진 및 개략도 이다. 장치는 크게 2개의 순환 사이클로 구성되어 있고, 각각의 사이클은 순환펌프로 순환된다. 냉매 순환 사이클은 응축기, 수액기, 순환펌프, 안전밸브, 질량 유량계, 예열기, 증발기(Test section)로 구성되어 있고, 브라인 순환 사이클은 고온 항온조 순환펌프 질량유량계로 구성되어 있다.

그림에서 냉매가 흐르는 경로를 살펴보면, 먼저 응축기를 지난 액 이산화탄소가 수액기에 저장이 된다. 수액기에서 나온 액 냉매는 순환펌프를 나와 질량유량계를 지나면서 유량이 측정된다. 질량유량계를 지난 냉매는 시험부(Test section)을 지나기 전에 건도를 맞추기 위해서 예열기에 의해 열을 공급받는다. 건도가 정해진 냉매는 시험부를 지나면서 브라인과의 열교환에 의해 열을 공급받아 증발하게 된다. 일정 건도로 증발한 냉매는 다시 응축기로 유입되어서 응축되고, 한 사이클이 완성된다.

다음 브라인이 흐르는 경로를 살펴보면, 항온조에서 일정 온도가 된 브라인은 순환펌프에 의해 시험부로 유입되고 냉매와 열교환을 하여 냉각이 된 후 다시 항온조로 유입된다.

Photo. 2.1.2와 Fig. 2.1.2는 시험부의 실제사진 및 개략도를 나타낸 것이다. 증발기는 그림과 같이 내관에서 이산화탄소가 흐르고 외관에서 브라인이 대향류로 흐르면서 열교환을 하는 이중관의 형태로 되어있다. 증발관의

길이는 8000 mm이고 500 mm의 테스트섹션이 16개로 나누어져 있다. 중간 온도측정부는 100 mm이고 단열재로 단열하였다. 증발기 내관의 외경은 9.52 mm, 내경은 8 mm이고, 외관은 외경이 34.92 mm, 내경이 33.27 mm, 인 동관으로 제작하였다. 증발기의 대부분 연결부위는 용접을 하였고 냉매 온도 측정부위는 고압피팅으로 마무리해서 냉매의 누설을 방지했다. 그리고 브라인과 냉매관 외벽온도 측정부위의 구멍은 에폭시로 막아서 브라인의 누설을 방지했다. 증발기의 냉매측정부위는 단열재를 사용하여 주위 공기와의 열교환을 방지하였다.

Table. 2.1.1에 사이클에서 실제로 사용하는 장치들을 나열하였다.

먼저 본 사이클의 냉매순환 구동원인 냉매액펌프는 Micropump사 제품의 마그네틱 기어펌프를 선정하였다. 이 펌프는 본 연구의 실험조건인 질량유속의 설계 범위 내에서 사용할 수 있고 이산화탄소용 시스템의 최대 허용 압력에서도 견딜 수 있다.

본 연구의 실험장치에 설치되는 질량 유량계는 냉매유량범위 뿐만 아니라 이산화탄소의 고압에 견딜 수 있는 Oval사의 제품으로 선정하였다. R744용 저온시스템과 적용되는 질량유량계는 액상의 냉매유량을 측정할 수 있도록 수액기 출구 측에 설치하였다.

다음은 예열기 역할을 하는 DC 파워 서플라이의 사양을 나타낸 것이다. DC 파워 서플라이는 전류 직접가열 방식으로 저 전압 고 전류로 작동된다.

이산화탄소 냉매의 순간적인 압력상승시 장치의 파열을 막기 위해서 시스템에 안전밸브(Relief valve)를 설치하였다. 안전밸브는 이산화탄소의 고압에 견디기 위해서 최대 허용 압력이 103 bar인 모델을 선정하였다.

증발기에서 증발한 냉매를 다시 응축시키기 위해서 저온의 항온조가 필요

하다. 항온조의 브라인은 R22를 사용하는 냉동사이클에 의해서 냉각된다. 브라인의 온도를  $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 로 유지시킬 때 저온 항온조의 능력은 8kW이다.

본 시스템의 증발기내에서 냉매와 열교환하여 냉매를 증발시키는 브라인의 온도를 일정하게 유지할 필요가 있다. 즉, 이산화탄소용 저온시스템의 증발기내에 사용되는 열원수의 가열을 통해 브라인의 온도를 일정하게 유지시키기 위해서는 항온조가 필요하다.

다음으로 수액기는 이산화탄소용 저온시스템에서 중요한 역할을 하는 기기중의 하나이다. 수액기는 응축기 다음에 설치하여 응축기에서 액화된 고압의 냉매액을 일시 저장하는 용기이다. 수액기의 재질은 시스템내의 압력을 고려하여 고압에도 견딜 수 있는 스테인레스 스틸(stainless steel tube)로 하였으며, 냉매의 충전과 방출을 위해서 충전밸브와 방출밸브를 수액기 입구측에 설치하였다. 그림 6-2-12는 이산화탄소용 수액기의 상세도를 나타낸 것이고, 사진 3-2-5는 수액기의 사진이다.

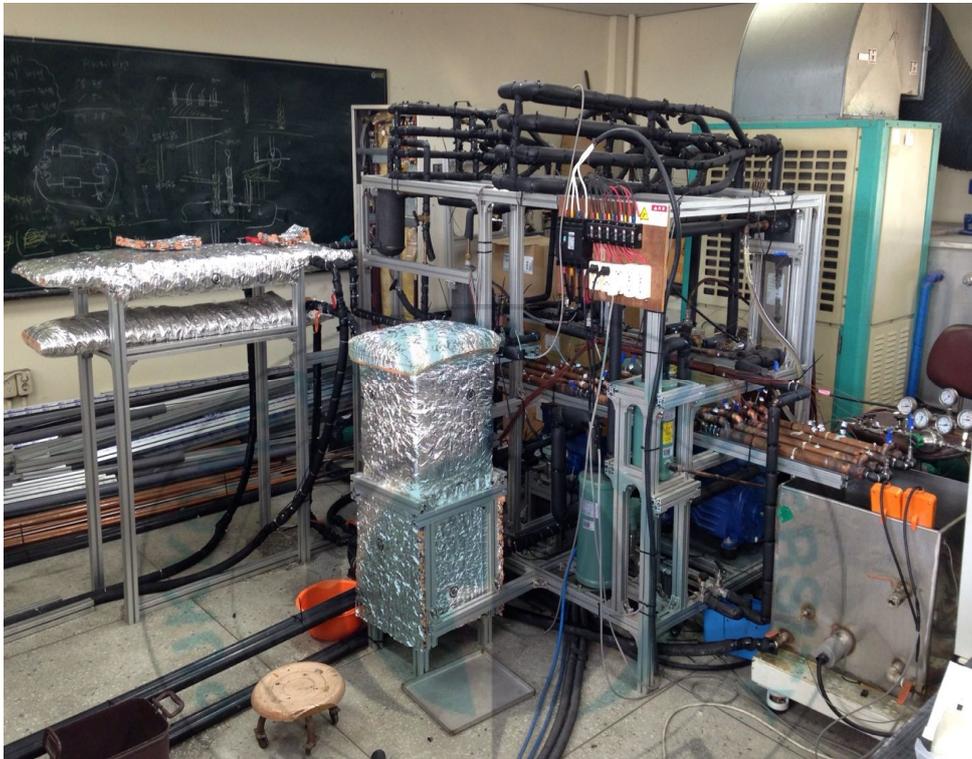


Photo. 2.1.1 Photo graph of R744 liquid pump system

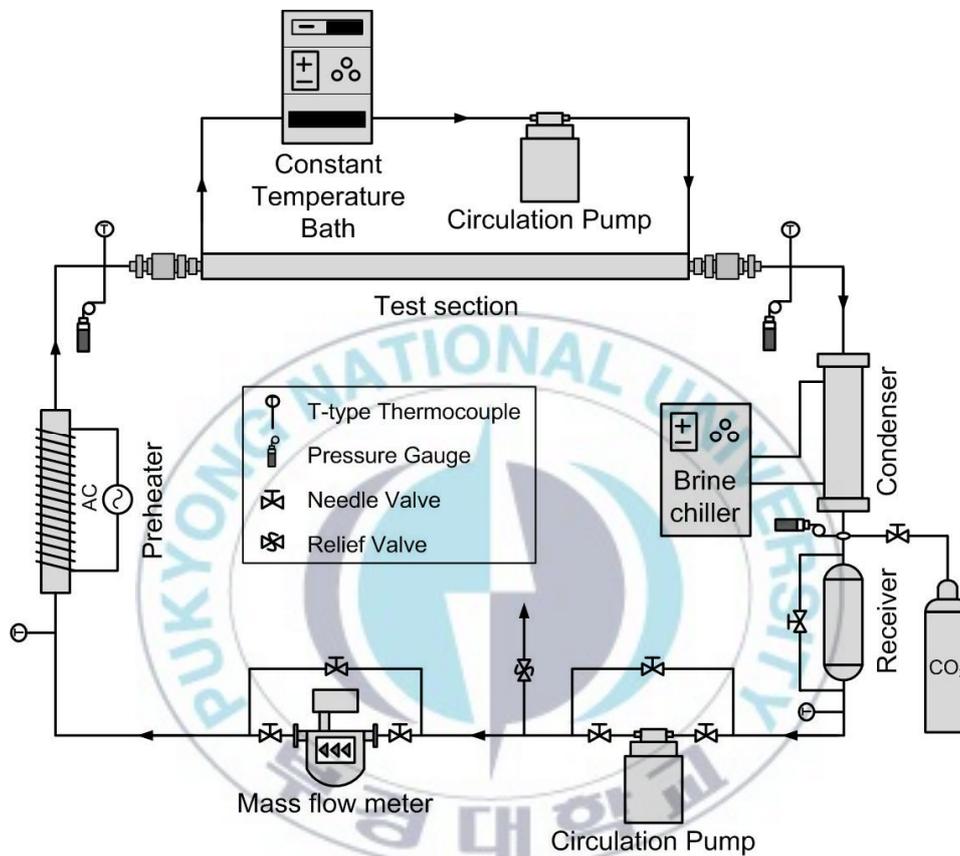


Fig. 2.1.1 Schematic diagram of experimental apparatus for liquid pump system



Photo. 2.1.2 Photo graph of the evaporator

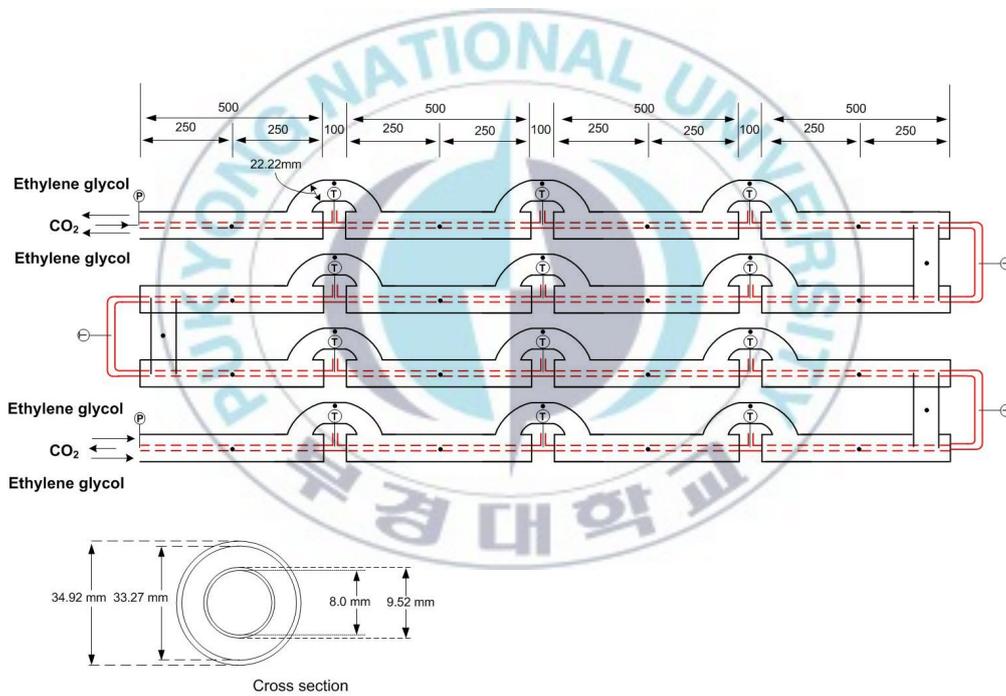
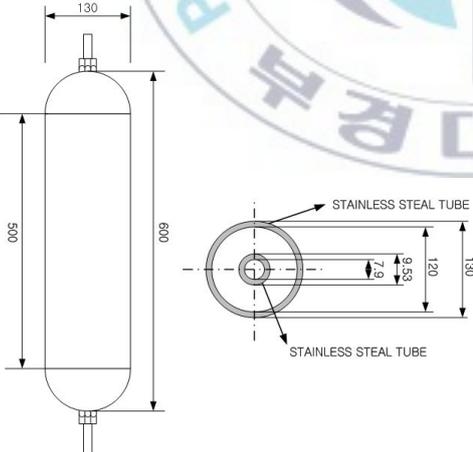


Fig. 2.1.2 Schematic diagram of the evaporator

Table. 2.1.1 Specifications of instruments.

Refrigerant Liquid pump		
모델	Micropump, Series 5000	
냉매유량 범위	0~13.5 L/min	
최대 허용 압력	103 bar (1500 psi)	
Mass flow meter		
모델	Oval, CT9401	
커넥터	144 kg/cm <sup>2</sup>	
시그널 출력	4~20 mA	
유량범위	0~12 kg/min	
DC power supply		
모델	Xantrex, XPR 30-200	
범위	0~30 V, 0~200 A	
용량	6 kW	
Pressure relief valve		
모델	Swagelok, SS high-pressure relief valve	
최대 허용 온도	148 °C	
최대 허용 압력	103 bar (1500 psi)	

Constant low temperature bath		
온도 범위	-50 °C ~ -20 °C	
용량	8 kW (-45 °C 기준)	
Constant temperature bath		
모델	모노텍, MRC-3131D	
용량	10 kW	
Liquid receiver		
		

## 2.2 실험방법 및 실험조건

냉매를 주입하기 전에, 장치는 기밀시험을 거친다. 기밀시험은 장치에 냉매를 충전하기 전에 냉매가 누설되는지를 검사하는 것으로 질소가스를 장치 내에 주입시키고 하루 동안 질소의 압력변화가 없을 시 장치내의 공기 및 수분을 제거하기 위해서 진공펌프를 사용하여 장치내의 압력을 진공으로 만든다. 그리고 수액기에 설치된 냉매충전포트를 통하여 이산화탄소 냉매를 충전시킨다. 이 때, 냉매 보관통의 압력만으로 냉매를 충전할 경우 냉매가 충분히 충전되지 않는다. 그래서 수액기를 저온의 브라인과 열교환하여 냉매를 응축시키면서 충전시킨다. 충전된 냉매는 냉매액펌프에 의해서 순환된다.

Photo. 2.2.1과 Photo. 2.2.2는 온도센서 및 압력센서의 실제 사진이다. 온도의 냉매 관 외벽온도, 냉매온도, 브라인온도 세 곳을 측정한다. 각각의 온도는 증발기의 총 16개 구간에서 T-type 열전대를 부착하여 측정하고 있으며 각 구간에서 원주방향으로 상하좌우 4개 지점의 온도를 측정하였다. 압력 측정은 정밀 부르돈관식 압력계를 사용하였고, 증발기의 입·출구에 총 2개를 설치하였다.

Table. 2.2.1은 실험조건을 정리한 표이다. 실험을 할 때, 온도, 압력, 질량유속 등 각각의 조건은 정상상태에 도달했을 때 측정을 하였다.

본 연구에서는 질량유속, 포화온도를 다양하게 변화시켜 가며 실험하였다. 실험범위는 Table 2.2.1에서와 같이 질량유속  $100 \text{ kg/m}^2\text{s} \sim 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , 포화온도  $-40 \text{ }^\circ\text{C} \sim -20 \text{ }^\circ\text{C}$  범위에서 건도에 따른 열전달계수의 변화를 살펴보았다.



Photo. 2.2.1 Thermocouple



Photo. 2.2.2 Pressure gauge

Table. 2.2.1 Operating conditions of the experimental device

Variables		Value
Inner tube	Inside diameter (mm)	9.52
	External diameter (mm)	8
Outside tube	Inside diameter (mm)	33.27
	External diameter (mm)	34.92
The length of the evaporator (mm)		8000
Refrigerant		CO <sub>2</sub>
Test section		Horizontal smooth tube
Material		Cooper
Tube length (m)		8
Mass flux (kg/m <sup>2</sup> s)		100, 200, 300
Evaporation temperature(°C)		-40, -30, -20

## 2.3 데이터 해석 방법

본 연구에서 이산화탄소의 증발 열전달 특성을 분석하기 위해 필요한 수식들을 나열하였다. 먼저 국부 열전달계수  $h_{tp}$ 는 다음과 같이 계산되었다.

$$h_{tp} = \frac{q_s}{T_{wi} - T_r} \quad (1)$$

이 때,  $q_s$ 는 증발기 1구간에서 평균 열유속이며  $T_{wi}$ 와  $T_r$ 은 각각 국부 냉매관 내벽온도와 국부 냉매포화온도이다. 냉매의 온도는 직접 측정이 가능하지만 실제 증발기에서 열전달계수의 계산에 필요한 관 내벽면 온도는 측정이 불가능하기 때문에 관 외벽면 온도를 측정한 뒤에 열전도 방정식을 통해 계산한 값을 사용한다. 열전도 방정식은 다음과 같다.

$$T_{wi} = T_{wo} + \frac{Q_{bs}}{2\pi \cdot k \cdot L} \cdot \ln\left(\frac{d_i}{d_o}\right) \quad (2)$$

여기서,  $T_{wo}$ 는 측정된 냉매관 외벽온도,  $Q_{bs}$ 는 증발기 1구간에서 브라인 온도차에 의한 총 열교환량,  $k$ 는 동의 열전도도,  $L$ 은 증발기 1구간의 길이,  $d_o$ 는 관 외경,  $d_i$ 는 관 내경이다.

$T_{wo}$ 는 측정된 상, 하, 좌, 우측의 냉매관 외벽온도 4개를 평균낸 값으로 다음과 같다.

$$T_{wo} = \frac{T_{wo,t} + T_{wo,ri} + T_{wo,le} + T_{wo,b}}{4} \quad (3)$$

$Q_{b,s}$ 는 측정된 브라인의 온도와 유량으로 구할 수 있고 식은 다음과 같다.

$$Q_{bs} = c \cdot M_b \cdot (T_{bs,i} - T_{bs,o}) \quad (4)$$

여기에서,  $c$ 는 브라인의 평균비열,  $M_b$ 는 브라인의 유량,  $T_{bs,i}$ 와  $T_{bs,o}$ 는 각 구간에서 브라인 입구 및 출구온도이다.

증발기 1구간에서 평균 열유속  $q_s$ 는 다음 식으로 계산하였다.

$$q_s = \frac{Q_{b,s}}{\pi \cdot d_i \cdot L} \quad (5)$$

냉매 건도  $x$ 는 브라인의 열량을 통해서 구할 수 있고 식은 다음과 같다.

$$x = \frac{Q_b}{Q_r} \quad (6)$$

여기서  $Q_b$ 는 증발기 입구부터 건도측정지점 사이까지 브라인의 총 열량,  $Q_r$ 는 냉매의 증발잠열이고 식은 다음과 같다.

$$Q_b = c \cdot M_b \cdot (T_{b,i} - T_{b,o}) \quad (7)$$

$$Q_r = i_r \cdot M_r \quad (8)$$

여기에서,  $M_b$ 와  $M_r$ 은 브라인 및 냉매의 유량,  $T_{b,i}$ 와  $T_{b,o}$ 는 브라인 입구 및 출구온도,  $i_r$ 은 단위 질량당 냉매의 증발잠열이다.

### 제 3 장 결과 및 고찰

수평 유동에서는 중력이 반경 방향으로 작용하므로 유동이 중심축에 대하여 비대칭 형태를 가지며 상대적으로 밀도가 큰 액체는 아래쪽으로 쳐져서 흐르는 경향을 보인다. 이 수평 2상유동의 기본 양식으로는 기포류, 플러그류, 성층류, 과형류, 슬러그류 및 환상류 등이 있으나, 2개의 유동양식이 섞여서 나타나는 경우에는 환상-분무류, 과형-환상류 등 2개의 유동양식을 연결하여 부른다.

수평 유동의 경우, 관 외부에서 열이 가해지게 되면 유동양식이 흐름 방향에 따라서 변해가게 된다. 낮은 열유속 낮은 질량유속에서의 증발유동양식인 Fig 3.1을 살펴보면, 왼쪽으로부터 과냉 상태의 액체가 흘러 들어와서 기포류-플러그류-슬러그류-과형류-환상류-액적류의 과정을 거쳐서 결국 과열 증기 상태로 흘러 나가게 된다. 관 입구에서는 액체 유동에 따른 전단력에 의해서 유동양식이 지배되고, 관 하류로 내려갈수록 기체가 관 단면을 채워가면서 기체 유동에 따른 전단력이 유동양식 변화의 주된 지배요인이 된다.<sup>(10)</sup>

질량유속이 높아지게 되면 비교적 중력의 영향이 적어지게 되면서 낮은 질량유속에 비해 상, 하층의 유동양식이 대칭적이게 된다. 열유속이 높아지게 되면 관 표면의 액이 증발하는 속도가 증가하여 드라이 아웃이 빨리 일어나게 된다. 여기서 드라이 아웃이란 벽면을 따라 흐르는 액막이 모두 증발하는 지점을 말한다.

이러한 유동양식을 2차원의 그림표로 보기 쉽게 도시화 한 것이 유동양식 선도이다. 2상 유동양식의 변화는 많은 변수들에 의해서 지배되므로 근본

적으로는 2차원 선도상에 그 영역의 경계를 정확하게 표시하는 것은 무리이며, 열전달 해석에 앞서 유동양식을 어느 정도 예측할 수 있게 해준다.

이산화탄소는 타 냉매와 비교했을 때 포화압력, 기·액 밀도비, 표면장력 등 물성치의 차이가 크기 때문에 열전달 해석에 있어서 타 냉매들과 다른 특징이 나타날 것이라고 판단된다. 따라서 본 절에서는 실험 조건의 변화에 따라 이산화탄소의 유동양식을 예측하고 열전달계수의 변화를 살펴봄으로써 이산화탄소의 증발 열전달 특성을 분석하고자 한다.

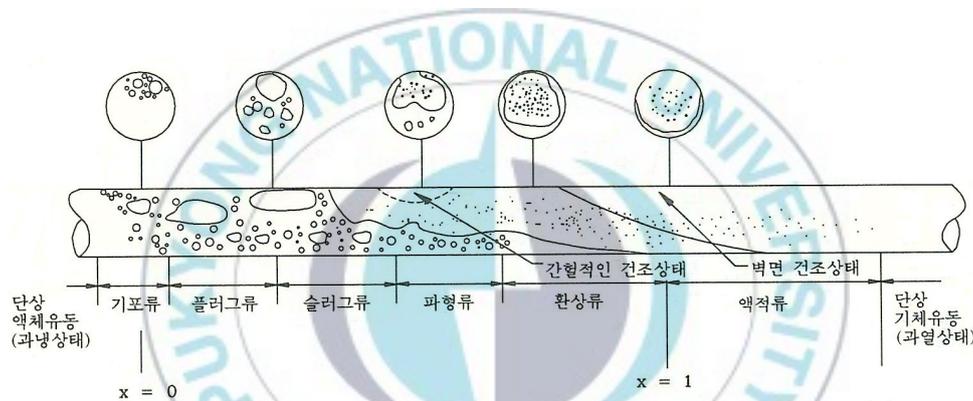


Fig. 3.1 Two-phase flow pattern in the horizontal evaporation tube (Low mass flux, low heat flux)

### 3.1 이산화탄소 유동양식 선도

지금까지 발표된 관련 문헌조사를 통해서 알 수 있듯이, 수평 평활관내 이산화탄소 냉매용 증발 열전달에 대한 유동양식선도는 있다. 하지만 본 논문에서 연구하고자 하는 수평 평활관내  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  이하의 저온 증발열전달에 대한 유동양식선도는 전무한 실정이다. 따라서, 본 논문에서는 수평 평활관내  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  이상의 이산화탄소용 증발열전달에서 제안한 Thome 등<sup>(11)</sup>의 유동양식선도를 사용하여 열전달 특성을 규명하고자 하였다. 이 선도는 Kattan 등<sup>(12)</sup>의 수평 평활관내 이산화탄소 냉매용 유동양식선도를 수정하여 개발한 것이다. 즉, 동적 보이드율을 근거로 하여 기존 성층-파형류 영역을 슬러그류, 슬러그/성층-파형류 그리고 성층-파형류의 3가지 영역으로 세분화하였다. 그리고 환상류에서 드라이아웃까지 또는 드라이아웃에서 분무류까지 유동천이곡선을 추가하였다.<sup>(13)</sup>

Fig. 3.1.1은 일정한 포화온도 및 열유속에서 질량유속이  $100\text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서  $300\text{ kg/m}^2\text{s}$ 로 변화할 때의 유동양식선도를 나타낸 것이다. Fig. 1로부터, I는 간헐류, Slug는 슬러그류, SW는 성층-파형류, S는 성층류, A는 환상류, D는 드라이아웃 그리고 M은 분무류를 나타낸다. 질량유속이  $100\text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 경우, 드라이아웃 전까지의 유동이 모두 성층-파형류임을 알 수 있다. 이것은 건도가 증가함에 따라 증기의 양이 많아져서 속도가 빨라지는데, 이때 환상류를 형성할 만큼 증기의 속도가 빨라지지 않기 때문에 파형류로만 증발과정이 이루어진다. 반대로 질량유속이  $300\text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 경우에는 건도가 증가하면서 증발하는 증기 양이 3배가 되는데, 이때 기체의 속도가 환상류로 천이할 만큼 충분하기 때문에 0.1의 저건도 영역부터 환상류가 발생하는 것을 알 수 있다. 실제 비등유로에 있어서 질량유속이 아주 크지 않으면 강제대류영역은 주로 환상류에서 발생한다. 따라서 질량유속이 300

kg/m<sup>2</sup>s일 경우, 환상류가 발생하면서 강제대류비등의 영향을 많이 받아 열 전달계수가 증가할 것으로 판단된다.

질량유속이 200 kg/m<sup>2</sup>s일 경우, 저건도 영역에서는 성층-과형류를 형성하다가 건도 0.3지점부터 천이구간을 거쳐 환상류를 형성하게 된다. 하지만 성층-과형류와 환상류의 경계선상에 가깝기 때문에 질량유속 300 kg/m<sup>2</sup>s에 비해 강제대류비등의 영향을 적게 받을 것으로 판단된다.

Fig. 3.1.2는 일정한 열유속에서 포화온도가 -40 °C에서 -20 °C로 변화할 때의 유동양식선도를 나타낸 것이다. 포화온도가 증가할수록 환상류 구간이 증가하면서 드라이아웃지점이 점점 고건도에서 형성되는 것을 알 수 있다. 이산화탄소의 포화온도가 증가할수록 체적냉동능력이 증가하게 된다. 일정 열유속 조건에서 체적냉동능력이 증가하면 상대적으로 증발이 덜 일어나기 때문에 드라이아웃지점도 점점 고건도로 이동하는 것이다.

Fig. 3.1.3은 일정한 포화온도에서 열유속이 20 kW/m<sup>2</sup>에서 40 kW/m<sup>2</sup>로 변화할 때의 유동양식선도를 나타낸 것이다. 열유속이 증가함에 따라 환상류 구간이 감소하면서 드라이아웃지점이 점점 저건도에서 형성되는 것을 알 수 있다. 이것은 열유속이 증가하면서 관벽을 타고 흐르는 액상 냉매의 증발이 활성화 되어서 드라이아웃이 빨리 형성되기 때문이다.

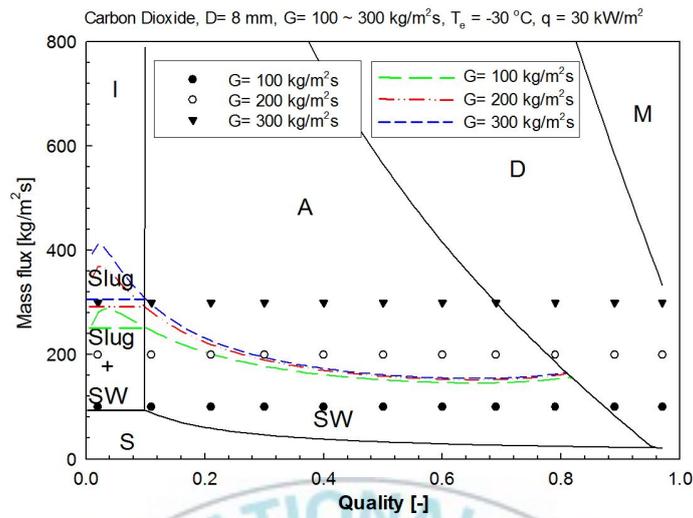


Fig. 3.1.1 Flow pattern map for R744 with respect to different mass fluxes at constant heat fluxes and saturation temperature

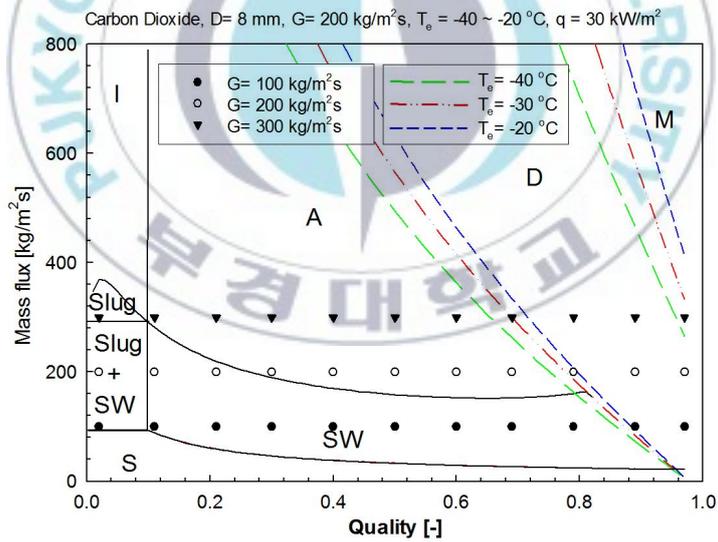


Fig. 3.1.2 Flow pattern map for carbon dioxide with respect to different saturation temperature at constant mass fluxes and heat fluxes

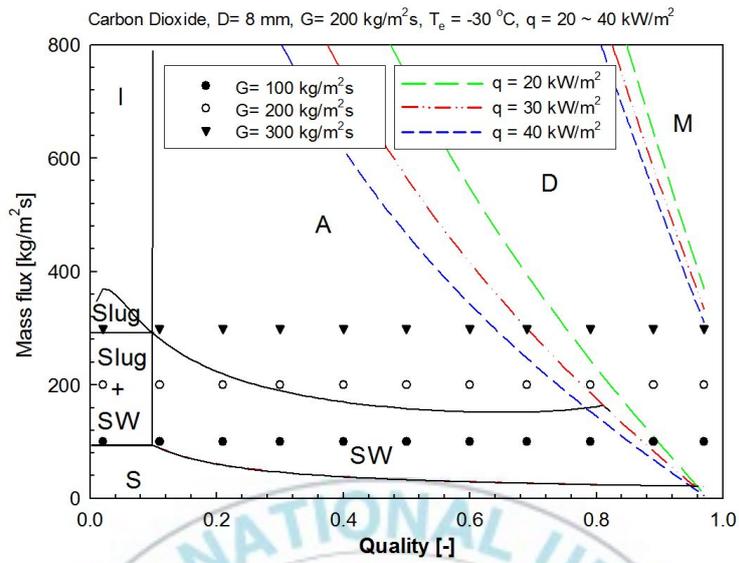


Fig. 3.1.3 Flow pattern map for carbon dioxide with respect to different heat fluxes at constant heat fluxes and saturation temperature

## 3.2 증발 열전달 특성

### 3.2.1 질량유속의 영향

Fig. 3.2.1.1과 Fig. 3.2.1.2는 포화온도가 각각  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  및  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 일 때 건도에 따른 국소 열전달계수를 나타낸 것이다. 질량유속은  $100, 200, 300\text{ kg/m}^2\text{s}$ 으로 바뀌가면서 열전달계수를 서로 비교하였다. 두 그래프를 비교해 보면 포화온도에 상관없이 비슷한 경향을 보이는 것을 알 수 있다.

질량유속이  $100\text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우에는 열전달계수의 큰 변화가 없다. 이것은 증발하는 동안 냉매가 층류로만 흐르기 때문이다. 3.1절의 유동양식선도에서 볼 수 있듯이 질량유속이  $100\text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 라인을 보면 성층류에서 환상류로 천이가 이루어지지 않는다. 따라서 냉매가 증발하여 고건도로 되어도 강제대류의 영향을 받지 않아서 열전달계수가 일정한 것으로 판단된다.

질량유속이  $200\text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때, 건도가 0에서 0.5까지 증가하는 동안 열전달계수는 점점 증가하여  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 에서 30.8 %  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 에서 36.6 % 증가하였다. 건도가 증가함에 따라 열전달계수가 증가한다는 말은 냉매가 난류로 흐른다는 의미이다. 냉매가 증발하면서 기의 양이 많아지면 기상의 속도 같이 빨라지게 된다. 이에 따라 냉매는 강제대류비등의 영향을 많이 받게 되어 열전달계수가 증가하게 된다.

질량유속이  $300\text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때에도 열전달계수가 증가한다. 건도가 0에서 0.3까지 증가하는 동안 열전달계수는 점점 증가하여  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 에서 42.1 %  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 에서 42.4 % 증가하였다. 질량유속이 증가할수록 열전달계수의 상승폭이 더 커짐을 알 수 있다. 이는 증발과정에서 질량유속이 증가하면 같은 건도일때 기의 양이 더 많아지게 되는데 이에 따라 기상의 속도가 더욱 빨라지게 되고 강제대류비등이 더욱 활발하게 일어나기 때문이다. 유동양식선도에서도 볼 수 있듯이 질량유속이  $200\text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때보다  $300\text{ kg/m}^2\text{s}$ 일

때 환상류로 천이가 더욱 빨리 일어난다는 것을 볼 수 있다.

그리고 두 그래프에서 공통적으로 저건도(0 ~ 0.1)에서 질량유속에 상관없이 열전달계수가 비슷한 것을 볼 수 있다. 이는 질량유속의 증가가 핵비등에 미치는 영향이 미미하기 때문인 것으로 판단된다.

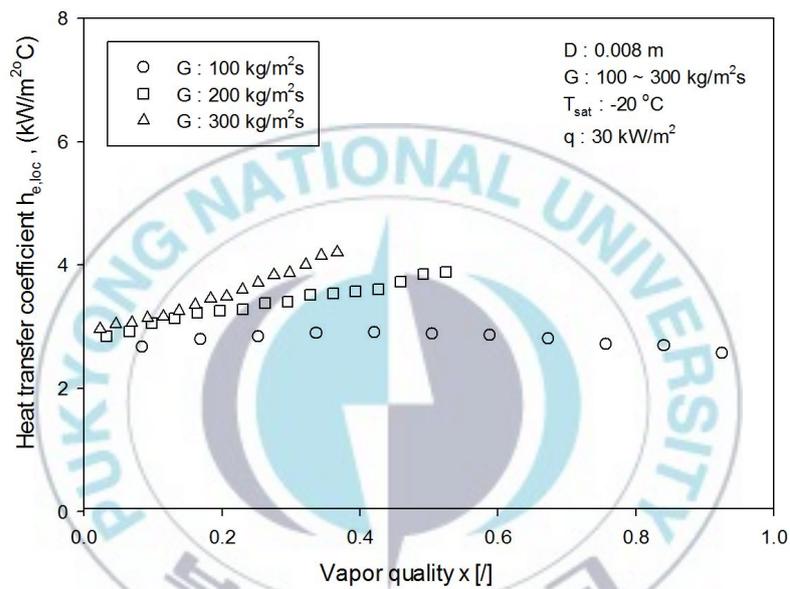


Fig 3.2.1.1 Variation of heat transfer coefficients with respect to different mass fluxes at saturation temperature(-20°C) in the evaporator of inner diameter tube of 8mm

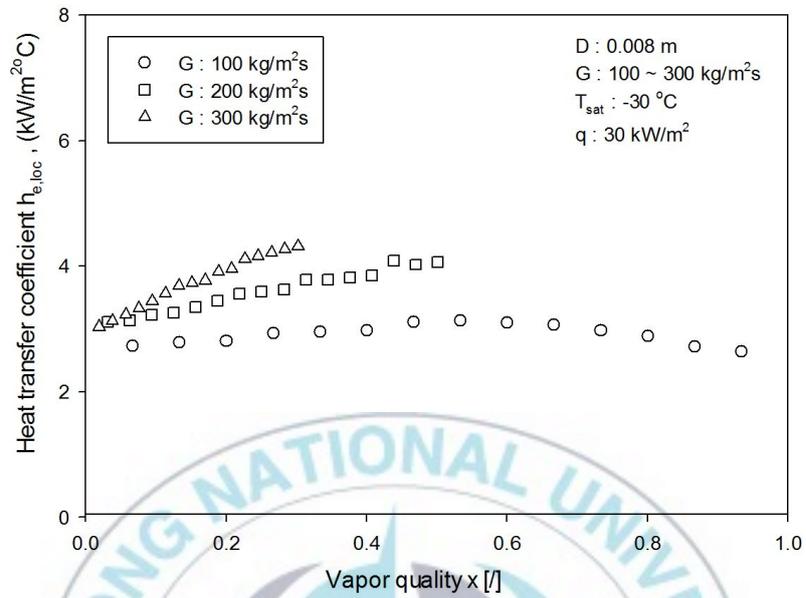


Fig 3.2.1.2 Variation of heat transfer coefficients with respect to different mass fluxes at saturation temperature(-30°C) in the evaporator of inner diameter tube of 8mm

### 3.2.2 증발온도의 영향

Fig. 3.2.2.1, Fig. 3.2.2.2 그리고 Fig. 3.2.2.3은 질량유속이 각각 100, 200, 300 kg/m<sup>2</sup>s일 때 건도에 따른 국소 열전달계수를 나타낸 것이다. 증발온도는 -20 °C 및 -30 °C으로 바뀌가면서 열전달계수를 서로 비교하였다. 그림을 보면, 냉매의 증발온도가 -20 °C에서 -30 °C로 변화할 때, 국소 열전달계수는 질량유속이 100, 200, 300 kg/m<sup>2</sup>s일 때 평균적으로 각각 5 %, 11.4 %, 29.1 % 증가하는 것을 알 수 있다. 질량유속에 상관없이 냉매의 증발온도가 낮을수록 국소 열전달계수는 증가한다. 그 이유는 이산화탄소 냉매의 증발온도가 낮아질수록 냉매 액상의 밀도가 증가하여 액상 열전도도가 증가하게 된다. 그리고 포화온도가 낮을수록 이산화탄소의 기상에 대한 액상의 밀도비가 증가한다. 이것은 낮은 증발온도에서 기상의 비체적이 커져 강제대류비등의 영향이 커진다는 의미이다. 따라서 냉매의 증발온도가 낮을수록 국소 열전달계수가 증가하는 것으로 판단된다.

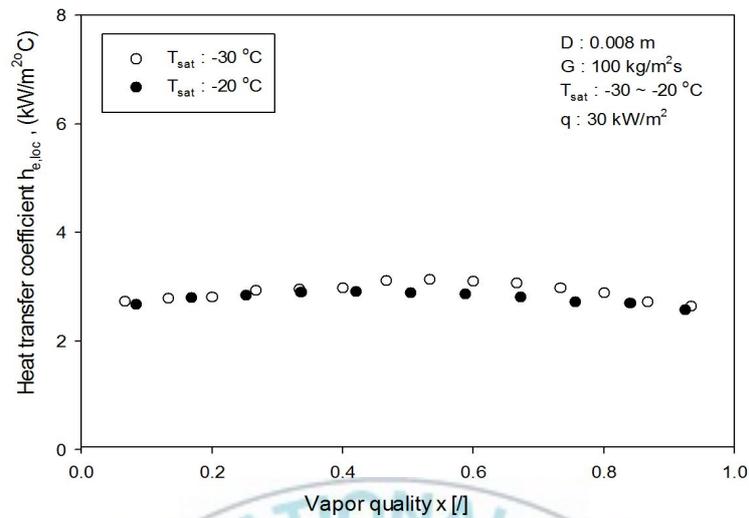


Fig 3.2.2.1 Variation of heat transfer coefficients with different saturation temperature for mass fluxes(100 kg/m<sup>2</sup>s) in the evaporator of inner diameter tube of 8 mm

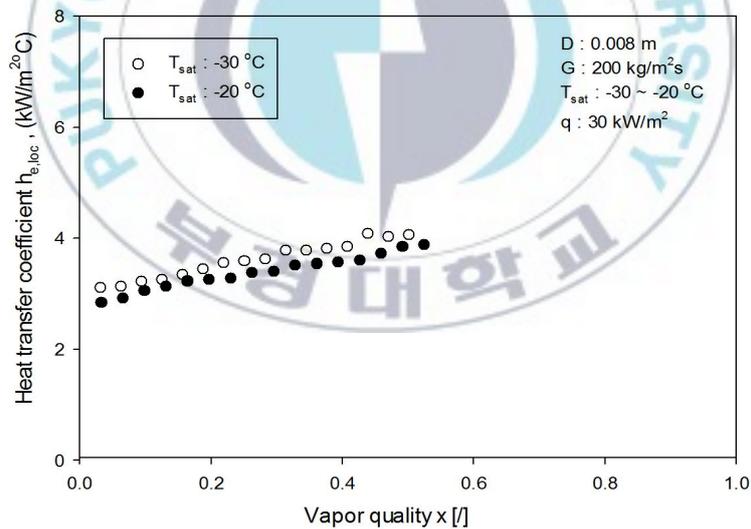


Fig 3.2.2.2 Variation of heat transfer coefficients with different saturation temperature for mass fluxes(200 kg/m<sup>2</sup>s) in the evaporator of inner diameter tube of 8 mm

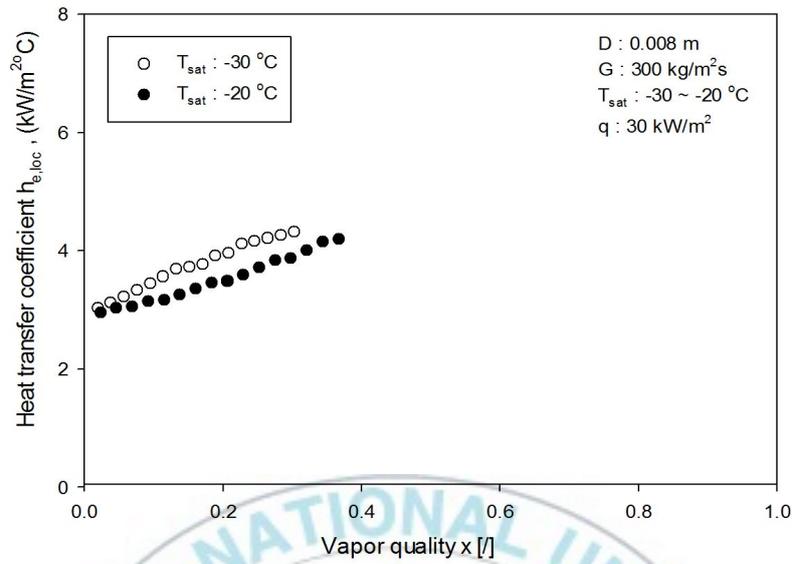


Fig 3.2.2.3 Variation of heat transfer coefficients with different saturation temperature for mass fluxes(300 kg/m<sup>2</sup>s) in the evaporator of inner diameter tube of 8 mm

### 3.2.3 종래 연구 데이터와 비교

Fig. 3.2.3.1은 본 논문의 실험 데이터와 Bansal<sup>(6)</sup>등의 실험 데이터를 비교한 그래프이다. 분석조건으로 질량유속과 증발온도는 각각  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $-30 \text{ }^\circ\text{C}$ 로 비슷하지만 관경과 재질등 다른 조건은 다른 값을 가진다.

그래프를 보면 건도 0.5 지점까지 Bansal의 열전달계수가 본 논문의 실험 데이터보다 약  $1.5 \text{ kW/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$  큼을 알 수 있다. 이러한 결과가 나타나는 이유는 관경의 차이이다. 일반적으로 관경이 작을수록 열전달계수는 더욱 커지게 되는데 본 논문의 관경은  $8 \text{ mm}$ 이고 Bansal의 관경은  $4.57 \text{ mm}$ 로 43%정도 차이이기 때문에 이러한 결과가 나타났다.

실험 결과에 영향을 미치는 요소로 실험 방법의 상이함을 들 수 있다. Bansal은 이산화탄소 냉매를 팽창밸브를 사용하여 직접 팽창시켜서 실험부로 보내 실험을 하였다. 그리고 실험부를 지난 냉매는 대기로 방출되게 된다. 이러한 개방 사이클은 본 논문에서 사용한 액펌프 사이클(폐회로 사이클)에 비해 실험의 불확실도가 높다. 이러한 높은 불확실도는 실험 결과를 부정확하게 만든다.

이상의 결과로부터 본 논문의 실험값은 Bansal의 실험값과 비교하여 어느 정도 정확하게 나왔음을 알 수 있다.

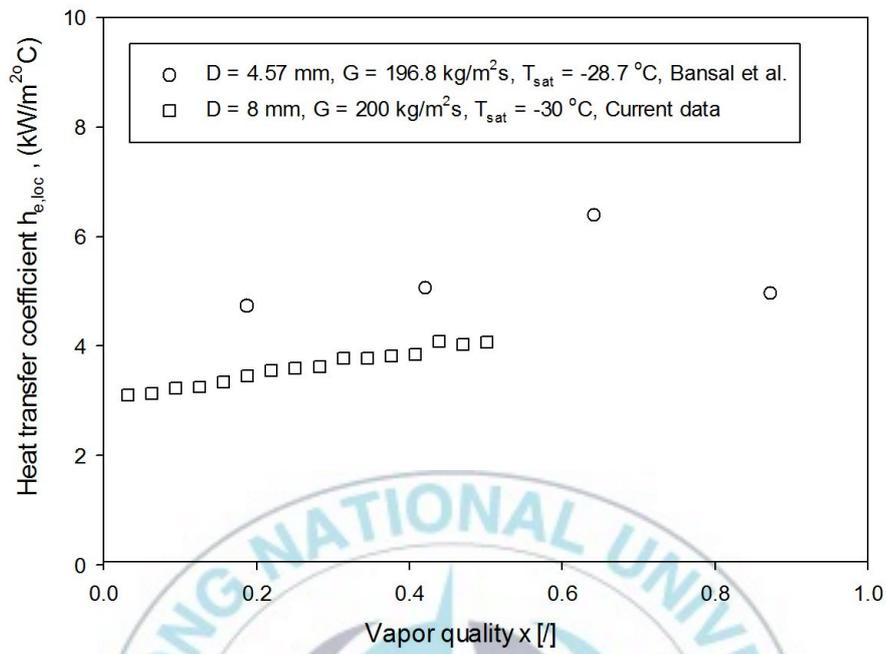


Fig 3.2.3.1 Comparison of local evaporation heat transfer coefficients of this study and preview literature

### 3.3 증발 열전달 상관식과의 비교

#### 3.3.1 증발 열전달 상관식

지금까지 발표된 논문들로부터, 수평 평활관내 이산화탄소용 증발 열전달 상관식은 많이 제안되었지만, 수평 평활관내  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  이하의 이산화탄소용 저온 증발열전달 상관식은 아직까지 발표되지 않았다. 따라서 본 연구에서 분석하고자 하는 증발열전달 상관식은 수평 평활관내  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  이하의 이산화탄소 냉매 증발열전달을 잘 예측할 수 있는 Chen<sup>(14)</sup>, Gungor-Winterton<sup>(15)</sup>, Kandlikar<sup>(16)</sup>, Kenning-Cooper<sup>(17)</sup>의 상관식을 사용하였다. Chen<sup>(14)</sup>은 이상 유동 비등열전달을 핵비등과 강제대류 증발열전달의 2가지 성분으로 이루어져 있다고 가정하였으며, 열유속과 무관하게 Martinelli<sup>(18)</sup> 변수의 함수로 식을 정리하였다.

$$h_{TP} = h_l \left( 1 + 1.8 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.82} \right) \quad (9)$$

여기서  $h_l$ 은 Dittus-Boelter<sup>(19)</sup>에 의해서 제안된 액단상 대류 열전달계수이고  $X_{tt}$ 는 Martinelli<sup>(18)</sup> 변수이다.

Gungor-Winterton<sup>(15)</sup>은 수평관내에서 유체가 비등할 때의 열전달에 대한 상관식을 제안하였다.

$$h_{TP} = E \cdot h_l + S \cdot h_{pool} \quad (10)$$

여기서,  $h_{TP}$ 는 증발 열전달계수이며,  $h_l$ 은 Dittus-Boelter<sup>(18)</sup>에 의해서 제안된 액단상 대류 열전달계수이다. 또 E는 강제 대류 열전달 향상계수, S는

증발 억제계수 그리고  $h_{pool}$ 은 풀비등 열전달계수이다.

Kandlikar<sup>(16)</sup>의 상관식은 수평관에서 유체 비등에 대한 일반적인 상관식을 다음과 같이 제안하였다.

$$h_{NBD} = (0.6683Co^{-0.2} + 1058Bo^{0.7}F_{fl})h_l \quad (11)$$

$$h_{CBD} = (1.136Co^{-0.9} + 667.2Bo^{0.7}F_{fl})h_l \quad (12)$$

열전달계수가 핵비등이 지배할 때의 열전달계수  $h_{NBD}$ 와 강제대류 비등이 지배할 때의 열전달계수  $h_{CBD}$ 로 나누고 그 중에서 값이 큰 것을 사용한다. 여기서  $Co$ 는 증기 점도의 영향을 배제한 것을 제외하고는 Martinelli<sup>(18)</sup> 변수와 비슷하고  $Bo$ 는 열유속과 냉매의 증발잠열의 비를 나타내는 무차원수이다. 그리고  $h_l$ 은 이전에 설명한 것처럼 Dittus-Boelter<sup>(19)</sup>에 의해서 제안된 액단상 대류 열전달계수이고  $F_{fl}$ 은 Kandlikar<sup>(16)</sup>에 의해 정의된 액체 종속변수이다. 그리고 억제변수  $S$ 를 제안하였는데, 이것은 강제대류 효과가 증대하고 열 경계층의 두께가 감소하기 때문에 핵비등이 강하게 억제된다는 사실을 반영하였다.

Kenning-Cooper<sup>(17)</sup>은 포화 풀비등 열전달 계수를 다음과 같이 나타내었다.

$$h_{TP} = (1 + 1.8X_{tt}^{-0.87})h_l \quad (13)$$

여기서  $h_l$ 은 Dittus-Boelter<sup>(19)</sup>에 의해서 제안된 액단상 대류 열전달계수이고  $X_{tt}$ 는 Martinelli<sup>(18)</sup> 변수이다.

### 3.3.2 실험 데이터와 기존 상관식과의 비교

본 절에서는 EES(Engineering Equation Solver)<sup>(20)</sup> 프로그램을 이용하여 3.3.1절에서 설명한 열전달 상관식들에 의해서 계산된 열전달계수의 값과 실험을 통해 구한 열전달계수의 값을 비교·분석하였다. Fig. 3.3.2.1 ~ Fig. 3.3.2.3는 -30 °C에서 질량유속이 각각 100, 200, 300 kg/m<sup>2</sup>s일 때, 열전달 상관식으로 구한 국소 열전달계수와 실험을 통해 구한 열전달계수를 비교한 그래프를 나타내었다.

추가적으로 상관식으로 예측한 값과 실험값을 수치적으로 비교하기 위한 방법으로 평균 오차와 절대 평균오차가 있다. 평균오차와 절대 평균오차를 구하는 수식은 아래에 나타냈으며 각각 식 (14)와 식 (15)이다.

$$\sigma_{\text{avg}} = \frac{1}{N} \left[ \sum_{i=1}^N \left( \frac{h_{\text{cal},i} - h_{\text{exp},i}}{h_{\text{exp},i}} \right) \right] \times 100 \quad (14)$$

$$\sigma_{\text{abs}} = \frac{1}{N} \left[ \sum_{i=1}^N \left| \frac{h_{\text{cal},i} - h_{\text{exp},i}}{h_{\text{exp},i}} \right| \right] \times 100 \quad (15)$$

여기서 N은 측정된 데이터의 개수,  $h_{\text{exp}}$ 는 실험으로 측정된 국소 열전달 계수,  $h_{\text{cal}}$ 는 상관식을 통해 계산된 국소 열전달계수이다. 계산된 평균 오차와 절대 평균오차는 Table. 3.3.2.1 ~ 3.3.2.3에 나타내었다.

그래프를 보면 질량유속이 100 kg/m<sup>2</sup>s일 경우에 Gungor-Winterton의 상관식과 Kandlikar의 상관식이 각각 절대평균오차 7.9 %, 15.2 %로 비교적 실험 데이터를 잘 예측하고 있는 것을 볼 수 있다. 하지만 질량유속이 200, 300 kg/m<sup>2</sup>s일 경우에 Gungor-Winterton의 상관식은 절대평균오차가 각각 21.1 %, 35.8 %로 크게 나타났다. Kandlikar의 상관식은 질량유속이 200,

300 kg/m<sup>2</sup>s일 경우에 절대평균오차가 각각 14.5 %, 18.6 %로 비교적 실험 값에 가깝게 예측하는 경향을 보였다. 하지만 저건도 영역(건도 0 ~ 0.2)에서 이산화탄소 냉매는 핵비등의 영향을 적게 받아 열전달계수가 낮는데 Kandlikar의 상관식은 열전달계수를 과대 예측하였다. 저건도 영역을 제외하고 건도 0.3이후의 절대평균오차를 비교해 보면 질량유속이 100, 200, 300 kg/m<sup>2</sup>s일 때 각각 8.9 %, 9.5 %, 13.3 %로 비교적 잘 예측하는 것을 알 수 있다.

Chen과 Kenning-Cooper의 상관식은 건도가 증가하면서 국소 열전달계수가 증가하는 경향을 잘 표현했지만 전체적으로 실험 데이터보다 열전달계수의 값이 낮게 예측되었다. 저건도 영역에서는 이러한 경향이 더 크게 나타났는데 이것은 저건도 영역에서 핵비등의 영향을 과소평가했기 때문이다. 절대 평균오차는 두 상관식 모두 평균적으로 25 %정도로 오차가 많이 나는 것을 알 수 있다.

Fig. 3.3.2.4는 전체 평균 오차를 한눈에 볼 수 있게 그래프로 나타낸 것이다. 그래프를 보면 전체적으로 Gungor-Winterton의 상관식은 국소 열전달계수를 과대 예측을 하였고 Chen, Kenning-Cooper의 상관식은 열전달계수를 과소 예측하고 있음을 알 수 있다. Kandlikar의 상관식은 대부분의 데이터가 평균 오차율 10 %이내에 드는 것을 볼 수 있다. 하지만 저건도 영역에서 Kandlikar의 상관식 데이터는 오차율이 많이 났는데 크게는 30 %이상을 나타내었다.

이상의 결과로부터 저온영역에서 이산화탄소의 증발 열전달계수를 평균 오차율 10 %이내로 예측할 수 있는 열전달 상관식이 존재하지 않는다. 따라서 새로운 이산화탄소 증발 열전달 상관식의 개발이 필요하다.

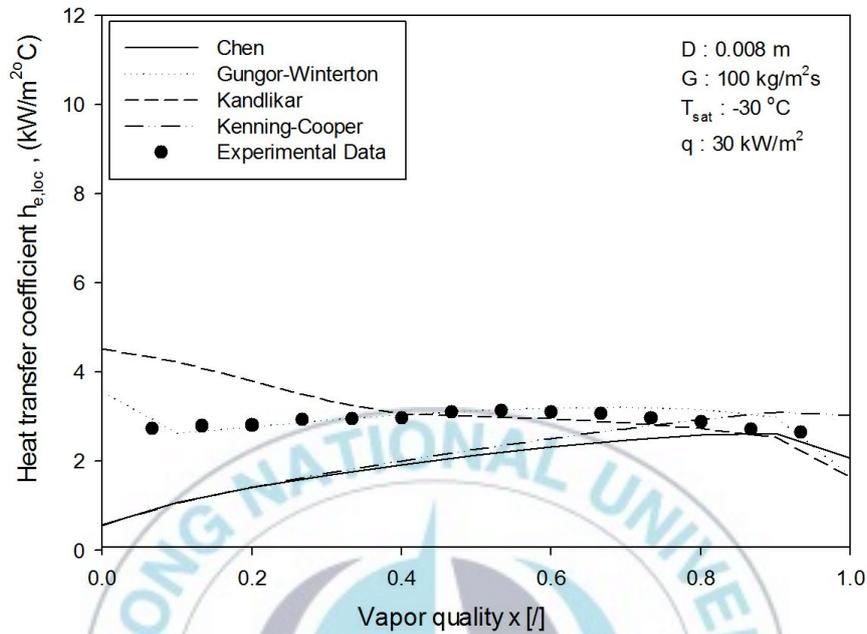


Fig 3.3.2.1 Comparison of experimental data with the calculated heat transfer coefficients using existing correlations  
 $D: 8 \text{ mm}$ ,  $G: 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sat}: -30 \text{ °C}$

Table 3.2.2.1 The comparisons between calculated and experimental heat transfer coefficients in the evaporator of inner diameter tube of 8 mm

Authors	Chen	Gungor - Winterton	Kandlikar	Kenning - Cooper
Deviation				
Average deviation (%)	-30.854	7.447951	9.593014	-24.7692
Absolute mean deviation (%)	30.854	7.909466	15.23379	29.45081

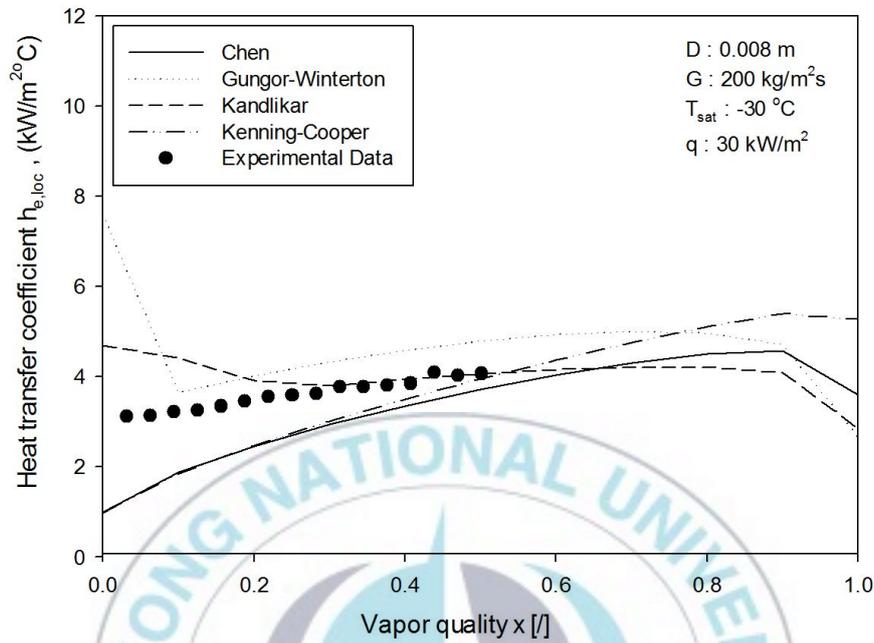


Fig 3.3.2.2 Comparison of experimental data with the calculated heat transfer coefficients using existing correlations  
 D: 8 mm, G: 200 kg/m<sup>2</sup>s, T<sub>sat</sub>: -30 °C

Table 3.3.2.2 The comparisons between calculated and experimental heat transfer coefficients in the evaporator of inner diameter tube of 8 mm

Authors	Chen	Gungor - Winterton	Kandlikar	Kenning - Cooper
Deviation				
Average deviation (%)	-26.2714	21.13085	14.17133	-24.5473
Absolute mean deviation (%)	26.27138	21.13085	14.47129	24.54731

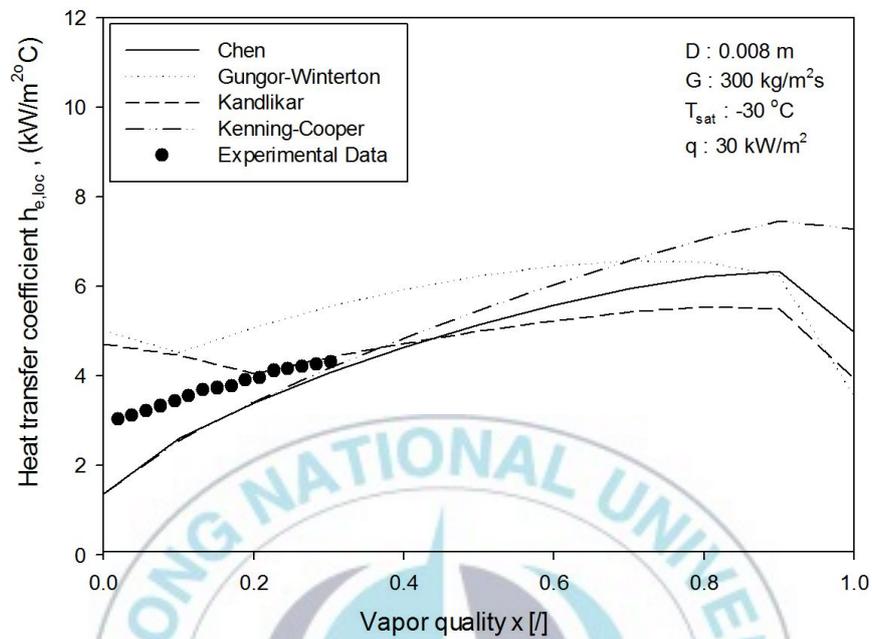


Fig 3.3.2.3 Comparison of experimental data with the calculated heat transfer coefficients using existing correlations  
 $D: 8 \text{ mm}$ ,  $G: 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sat}: -30 \text{ }^\circ\text{C}$

Table 3.3.2.3 The comparisons between calculated and experimental heat transfer coefficients in the evaporator of inner diameter tube of 8 mm

Authors	Chen	Gungor - Winterton	Kandlikar	Kenning - Cooper
Deviation				
Average deviation (%)	-20.1117	35.76495	18.64605	-20.0738
Absolute mean deviation (%)	20.11168	35.76495	18.64605	20.07378

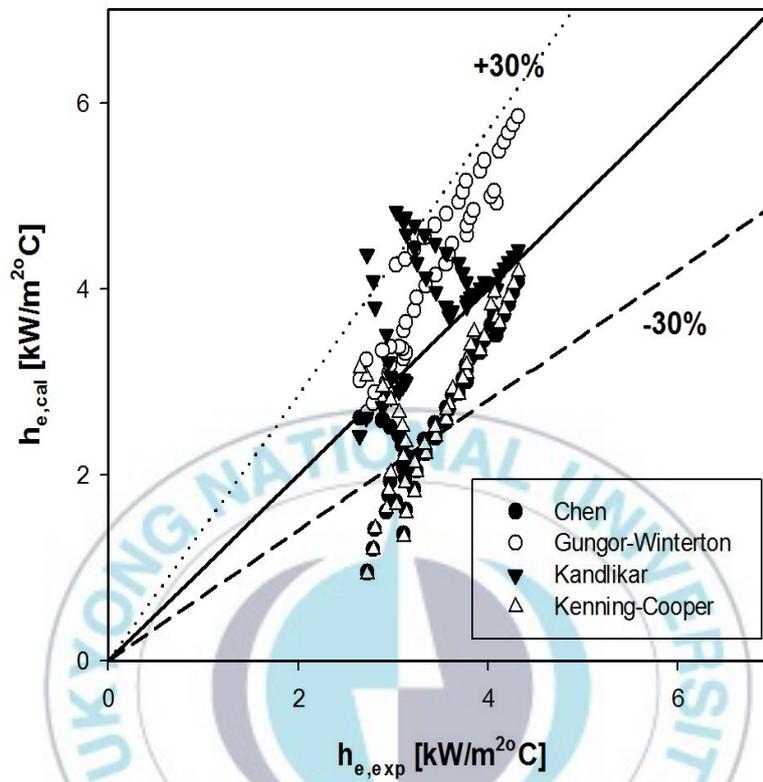


Fig 3.3.2.4 Comparison of experimental data with the calculated heat transfer coefficients using existing correlations

## 제 4 장 결 론

증발온도  $-40 \sim -20$  °C 범위의 저온영역에서 질량유속 및 포화온도 조건에 따른 이산화탄소의 증발열전달 특성에 대해 연구한 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 유동양식 선도에서 질량유속이  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우 성층-파형류로만 증발이 일어나고 질량유속이  $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우 건도 0.1지점부터 환상류가 발생하여 증발이 이루어진다. 질량유속이  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우 성층-파형류가 건도 0.4 지점에서 환상류로 천이하게 된다. 일정한 열유속에서 포화온도가  $-40$  °C에서  $-20$  °C로 증가할수록 환상류 구간이 증가하면서 드라이아웃지점이 점점 고건도에서 형성된다. 열유속이  $20 \text{ kW/m}^2$ 에서  $40 \text{ kW/m}^2$ 로 증가함에 따라 환상류 구간이 감소하면서 드라이아웃지점이 점점 저건도에서 형성된다.

(2) 이산화탄소 냉매의 질량유속이  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우에는 건도가 증가하여도 열전달 계수의 큰 변화가 없다. 이것은 냉매가 증발하는 동안 층류로만 흐르기 때문에 고건도에서도 강제대류의 영향을 받지 않기 때문이다. 이산화탄소 냉매의 질량유속이  $200, 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우에는 건도가 증가할수록 열전달계수가 증가하였다. 이것은 냉매가 증발하면서 기의 양이 많아지면 기상의 속도 같이 빨라지게 된다. 이에 따라 냉매는 강제대류비등의 영향을 많이 받게 되어 열전달계수가 증가하게 된다.

(3) 저건도( $0 \sim 0.1$ ) 영역에서는 질량유속에 상관없이 열전달계수가 비슷한 것을 볼 수 있다. 이는 질량유속의 증가가 핵비등에 미치는 영향이 미미하기 때문인 것으로 판단된다.

(4) 이산화탄소의 증발온도가 증가할수록 증발 열전달계수는 감소하였다. 그 이유는 이산화탄소 냉매의 증발온도가 높아질수록 냉매 액상의 밀도가 감소하여 액상 열전도도가 감소하게 된다. 그리고 냉매의 증발온도가 높아질수록 기·액 밀도비가 감소하여 강제대류비등의 영향이 적어지기 때문이다.

(5) 이산화탄소 증발열전달 실험 데이터와 Chen, Gungor-Winterton, Kandlikar, Kenning-Cooper의 상관식 데이터를 비교한 결과 Kandlikar의 상관식이 절대 평균오차 18.8 %로 가장 예측을 잘 하였지만 저건도 영역 (건도 0 ~ 0.2)에서 실험값에 비해 열전달계수를 과대 예측하였다. 따라서 보다 정확한 이산화탄소 증발 열전달 상관식의 개발이 필요할 것으로 판단된다.



## 참 고 문 헌

- [1] A. Pearson and A. Campbell, 2010, "Using CO<sub>2</sub> in Supermarkets", ASHRAE Journal, pp. 24-28.
- [2] Refprop (Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties) Program, ver.9.1.
- [3] M. S. Kim and J. M. Cho, 2007, "Experimental studies on the evaporative heat transfer and pressure drop of CO<sub>2</sub> in smooth and micro-fin tubes of the diameters of 5 and 9.52 mm", International Journal of Refrigeration, Vol. 30, No. 6, pp. 986-994.
- [4] S. H. Yoon, M. S. Kim, et al., 2004, "Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development", International Journal of Refrigeration, Vol. 27, No. 2, pp.111-119.
- [5] R. Yun, Y. Kim, M.S. Kim, Y. Choi, 2003, "Boiling heat transfer and dryout phenomenon of CO<sub>2</sub> in a horizontal smooth tube", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 46, No. 13, 2353-2361.
- [6] X. Zhao, P. K. Bansal, 2007, "Flow boiling heat transfer characteristics of CO<sub>2</sub> low temperatures", International Journal of Refrigeration, Vol. 30, No. 6, pp. 937-945.
- [7] A. M. Bredesen, A. H. Hafner, J. Pettersen, P. Neksa, K. Aflekt, 1997, "Heat transfer and pressure drop for in-tube evaporation of CO<sub>2</sub>", IIF-IIR-Commission B1, with E1 & E2, College Park, pp. 35-49.
- [8] C. H. Park and P. S. Hrnjak, 2005, "Flow Boiling Heat Transfer of CO<sub>2</sub> at Low Temperatures in a Horizontal Smooth Tube", Journal of Heat Transfer, Vol. 127, No. 12, pp. 1305-1312.
- [9] X. Zhao, P. K. Bansal, 2009, "Experimental Investigation on Flow Boiling Heat Transfer of CO<sub>2</sub> at Low Temperatures", Heat Transfer Engineering, Vol. 30, No. 1 - 2, pp. 2 - 11.
- [10] S. Y. Lee, B. J. Kim, M. H. Kim , 1993, "Two-Phase Flow Heat Transfer", Dae Yeong Sa.
- [11] J. R. Thome, L. W. Wohtan and T. Ursenbacher, 2005, "Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I-A new diabatic two-phase flow pattern map", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, No.

- 14, pp. 2955-2969.
- [12] N. Kattan, J. R. Thome and D. Favrat, 1998, "Flow boiling in horizontal tubes. Part 1: Development of a diabatic two-phase flow pattern map", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 120, No. 1, pp. 140-147.
- [13] J. R. Thome, L. Cheng, G. Ribatski and L. Wojtan, 2006, "New flow boiling heat transfer model and flow pattern map for carbon dioxide evaporating inside horizontal tubes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, No. 21-22, pp. 4082-4094.
- [14] J. C. Chen, 1966, "Correlation for Boiling Heat Transfer to saturated Fluids in Convective Flow", *I. E. C. Proc. Dev.*, Vol. 5, No. 3, pp. 322-329.
- [15] K. E. Gungor and R. H. S. Winterton, 1986, "A general correlation for flow boiling in tubes and annuli", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, No. 3, pp. 351-358.
- [16] S. G. Kandlikar, 1990, "A general correlation for saturated two-phase flow boiling horizontal and vertical tubes", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, No. 1, pp. 219-228.
- [17] D. B. R. Kenning and M. G. Cooper, 1989, "Saturated flow boiling of water in vertical tubes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, No. 3, pp. 445-458.
- [18] R.W. Lockhart and R.C. Martinelli, 1949, "Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes", *Chemical Engineering Progress*, Vol. 45, No. 1, pp. 39-48.
- [19] P. W. Dittus and L. M. K. Boelter, 1930, "Publications on Engineering", *University of California*, Vol. 2. No. 13, pp. 443-461.
- [20] EES(Engineering Equation Solver) Program ver. 8.5.

## 감사의 글

논문을 완성하기까지 가장 많은 도움을 주신 윤정인 지도 교수님께 진심으로 감사하다는 말을 전하고 싶습니다. 그밖에 바쁘신 와중에도 저의 논문을 지도해 주시고 길을 알려주신 부경대학교 냉동공조공학과 김중수 교수님, 금중수 교수님, 최광환 교수님, 정석권 교수님, 김은필 교수님, 손창효 교수님께 진심으로 감사를 드립니다.

그리고 실험 장치를 만드는데 도움을 주신 냉동시스템실험실에 전민주 박사님, 부경테크 문춘근 박사님, 이동훈 선배님, EME에 설원실 선배님 이하 직원분들께 깊은 감사를 드립니다.

그리고 실험실 생황을 하면서 힘들 때 마다 도움을 준 실험실에 백승문 선배님, 현욱 형, 정호 형, 성훈 형, 병효, 정현, 창민, 희민, 청래에게 감사의 말을 전합니다.

마지막으로 옆에서 행복한 가정을 유지할 수 있게 해준 내 동생 소영이 그리고 늘 저를 믿어주시고 항상 투자를 아낌없이 해주신 아버지, 어머니께 마음 깊이 감사드리고 부족하지만 대학원 생활의 마지막 결실인 이 논문을 바치고 싶습니다.