



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

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

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 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

저온영역($-30^{\circ}\text{C} \sim -50^{\circ}\text{C}$)에서
이산화탄소의 증발열전달 및
압력강하 특성에 관한 실험적 연구



2014년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

조 환

공학석사 학위논문

저온영역($-30^{\circ}\text{C} \sim -50^{\circ}\text{C}$)에서
이산화탄소의 증발열전달 및
압력강하 특성에 관한 실험적 연구

지도교수 오 후 규

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2014년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

조 환

조환의 공학석사 학위논문을 인준함

2014년 2월



주	심	공 학 박 사	손 창 호	인
위	원	공 학 박 사	오 후 규	인
위	원	공 학 박 사	금 종 수	인

목 차

Abstract	iii
List of figures, photographs and tables	v
Nomenclature	x

제 1 장 서 론

1.1 연구배경	1
1.2 CO ₂ 냉매의 열역학적 특성	2
1.2.1 포화증기압력과 체적냉동능력(VCR)	2
1.2.2 밀도와 기상에 대한 액상의 밀도비	3
1.2.3 표면장력과 점성계수	4
1.3 종래 연구	10

제 2 장 실험장치

2.1 실험장치의 구성	11
2.2 실험방법 및 실험조건	17
2.3 데이터 해석 방법	19
2.3.1 열전달	19
2.3.2 압력강하	21

제 3 장 결과 및 고찰

3.1 증발 유동양식	23
3.2 증발 열전달	26
3.2.1 질량유속의 영향	26
3.2.2 포화온도의 영향	29
3.2.3 열유속의 영향	31
3.2.4 실험 데이터와 기존 상관식과의 비교	33
3.2.5 상관식 제안	40
3.3 증발 압력강하	
3.3.1 평균 증발 압력강하	43
3.3.2 실험 데이터와 기존 상관식과의 비교	47

제 4 장 결 론	51
--------------------	----

참 고 문 헌	53
---------------	----

감사의 글	56
-------------	----

Experimental study on the evaporation heat transfer and pressure drop characteristics of Carbon Dioxide at low temperatures($-30^{\circ}\text{C} \sim -50^{\circ}\text{C}$)

Hwan Jo

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

Abstract

Due to the environmental concerns of HFC and HCFC refrigerants on global warming, intense research has been focused on the environmentally benign natural refrigerants. CO_2 is emerging as one of the most promising environmentally friendly and energy-efficient refrigerants. Lately, cascade refrigeration are becoming popular in the food and refrigeration industry. Such systems can typically be used in the temperature range from -30°C to -50°C for applications in food, pharmaceutical, chemical, and other industries.

The test rig is composed of compressor, mass flow meter, pre-heater, test section, condenser and liquid receiver. Test section was made by copper tube. Inner and outer diameters of the test section are 11.48 mm. An 8 m long test section was constructed to eliminate entry length effects.

Experiments were conducted for various mass fluxes, heat fluxes and saturation temperature of refrigerant. Heat fluxes were $20 \sim 40 \text{ kW/m}^2$, mass fluxes were controlled at $200 \sim 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ by a variable speed compressor. The saturation temperatures were adjusted at $-50^\circ\text{C} \sim 30^\circ\text{C}$.

The test results showed the evaporation heat transfer of CO_2 has greater effect on convective boiling than nucleate boiling. The evaporation heat transfer coefficients of CO_2 are highly dependent on the vapor quality, mass flux and saturation temperatures. In comparison with test results and existing correlations, the best fit of the present experimental data is obtained with the correlation of Kandlikar.

The measured pressure drop during evaporation process of CO_2 are increases with increasing mass flux and decreases as saturation temperature. 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 and evaporation heat transfer of CO_2 in a horizontal tube.

LIST OF FIGURES, PHOTOGRAPHS AND TABLES

FIGURES

- Fig. 1.1 Comparison of saturation pressure[MPa] of R744(CO₂) with that of some refrigerants.
- Fig. 1.2 Comparison of saturation pressure[MPa] of R744(CO₂) with that of some refrigerants.
- Fig. 1.3 Liquid-to-vapor density ratio with that of some refrigerants
- Fig. 1.4 Comparison of surface tension of CO₂ saturated liquid
- Fig. 1.5 Comparison of viscosity of CO₂ saturated liquid
- Fig. 2.1 Schematic diagram of experimental apparatus for cascade refrigeration system
- Fig. 2.2 Schematic diagram of evaporator diameter
- Fig. 2.3 Schematic of the evaporator
- Fig. 3.1 Flow pattern map for Carbon dioxide with respect to different mass fluxes at constant heat fluxes and saturation temperature(-40°C)
- Fig. 3.2 Flow pattern map for Carbon dioxide with respect to different saturation temperature at constant heat fluxes and heat fluxes
- Fig. 3.3 Flow pattern map for Carbon dioxide with respect to

different heat fluxes at constant heat fluxes and saturation temperature

Fig. 3.4 Variation of heat transfer coefficients with respect to different mass fluxes at constant heat fluxes and saturation temperature(-40°C) in the evaporator of inner diameter tube of 11.48mm

Fig. 3.5 Variation of heat transfer coefficients with respect to different mass fluxes at constant heat fluxes and saturation temperature(-30°C) in the evaporator of inner diameter tube of 11.48mm

Fig. 3.6 Variation of heat transfer coefficients with different saturation temperature for constant heat and mass fluxes($300\text{ kg/m}^2\text{s}$) in the evaporator of inner diameter tube of 11.48 mm

Fig. 3.7 Variation of heat transfer coefficients with different saturation temperature for constant heat and mass fluxes($200\text{ kg/m}^2\text{s}$) in the evaporator of inner diameter tube of 11.48 mm

Fig. 3.8 Variation of heat transfer coefficients with different heat flux for constant heat and mass fluxes($300\text{ kg/m}^2\text{s}$) and saturation temperature in the evaporator of inner diameter tube of 11.48 mm

Fig. 3.9 Variation of heat transfer coefficients with different heat flux for constant heat and mass fluxes(200

- kg/m²s) and saturation temperature in the evaporator of inner diameter tube of 11.48 mm
- Fig. 3.10 Comparison of experimental data with the calculated heat transfer coefficients using existing correlations D: 0.01148 m, G: 200 kg/m²s, T_{sat}: -40 °C, q: 30 kW/m²
- Fig. 3.11 Comparison of experimental data with the calculated heat transfer coefficients using existing correlations D: 0.01148 m, G: 300 kg/m²s, T_{sat}: -30 °C, q: 30 kW/m²
- Fig. 3.12 Comparison of experimental data with the calculated heat transfer coefficients using existing correlations D: 0.01148 m, G: 300 kg/m²s, T_{sat}: -40 °C, q: 20 kW/m²
- Fig. 3.13 Comparison of experimental data with the calculated heat transfer coefficients using existing correlations
- Fig. 3.14 Comparison of experimental data with the calculated heat transfer coefficients using developed correlations
- Fig. 3.15 Variation of pressure drop with respect to different mass fluxes in the evaporator of inner diameter tube of 11.48 mm
- Fig. 3.16 Variation of pressure drop with respect to different saturation temperature in the evaporator of inner diameter tube of 11.48 mm
- Fig. 3.17 Variation of pressure drop with respect to different heat flux in the evaporator of inner diameter tube of 11.48mm

- Fig. 3.18 Comparison of the experimental pressure drop with those predicted by variation correlation in the evaporator of inner diameter tube of 11.48 mm
- Fig. 3.19 Comparison between measured and calculated frictional pressure drop

TABLES

- Table. 1.1 Comparison of saturation pressure[MPa] of R744(CO₂) with that of some refrigerants
- Table. 1.2 Comparison of volumetric refrigeration capacity of R744 (CO₂) with that of some refrigerants
- Table. 1.3 Liquid-to-vapor density ratio with that of some refrigerants
- Table. 1.4 Comparison of surface tension of CO₂ with that of some refrigerants
- Table. 1.5 Comparison of viscosity of CO₂ with that of some refrigerants
- Table. 2.1 Specifications of the CO₂ evaporator
- Table. 2.2 Design conditions of CO₂ evaporator
- Table. 2.3 Operating conditions of the experimental device
- Table. 3.1 Parameters and estimated uncertainties of CO₂ evaporation heat transfer test

Table. 3.2	Correlations for evaporation heat transfer of several researchers
Table. 3.3	The comparisons between calculated and experimental heat transfer coefficients in the evaporator of inner diameter tube of 11.1 mm
Table. 3.4	The comparisons between calculated and experimental heat transfer coefficients in the evaporator of inner diameter tube of 11.1 mm
Table. 3.5	The comparisons between calculated and experimental heat transfer coefficients in the evaporator of inner diameter tube of 11.1 mm
Table. 3.6	Coefficients and exponents for new proposed correlations in a horizontal of inner diameter tube of 11.48 mm
Table. 3.7	Correlations for pressure drop of several researchers
Table. 3.8	The comparisons between calculated and experimental pressure drop in the evaporator of inner diameter tube of 11.48 mm at saturation temperature -30°C

PHOTOGRAPHS

Photo. 2.1 Photo graph of CO₂ cascade refrigeration system

NOMENCLATURE

SYMBOLS

A	Area	[m ²]
B	Parameter in Chisholm's correlation	
Bd	Parameter in Jung et al's correlation	
C	Parameter in Kandlikar's correlation	
	Constant defined equation	
C _p	Specific heat at constant pressure	[kJ/kgK]
C _{p,l}	Specific heat at constant pressure	[J/kg°C]
D	Diameter	[m]
D _h	Hydraulic diameter	[m]
E	Enhancement factor	
f	Friction factor	
F	Constant in shah and chen's correlation	
F _{fl}	Fluid dependent parameter in kandlikar's correlation	
g	Gravity acceleration	[m/s ²]
G	Mass velocity	[kg/m ² s]
h	Heat transfer coefficient	[kW/m ² K]
h _{LV}	Latent heat of vaporisation	[J/kg]
i	Enthalpy	[kJ/kg]
i _{fg}	Latent heat	[kJ/kg]
k	Thermal conductivity	[kW/mK]
L	Tube length	[m]
M	Mass flow rate	[kg/h]
n	Number of local tube	
N	constant in shah's correlation	

Q	Heat capacity	[kW]
P	Pressure	[kPa]
q	Heat flux	[kW/m ²]
S	Supperssion factor	
T	Temperature	[°C]
x	quality	
x _{IA}	Vapor quality at transition from intermittent to annular flow	
z	Tube length	[m]
Z	Parameter in shah's correlation	
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f$	Pressure drop due to friction	
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_a$	Pressure drop due to acceleration	
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_g$	Pressure drop due to gravitation	

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

Δ	Difference	
α	Void fraction	
ϵ	Cross-sectional vapor void fraction	
μ	Dynamic viscosity	[Pa × s]
ν	Specific volume	[m ³ /kg]
ρ	Density	[kg/m ³]
σ	Surface tension	[N/m]
ψ	Parameter in shah's correlation	
X_{tt}	Lockhart-Martinelli parameter	
Φ	Two phase multiplier	
θ	angle	[rad]

SUBSCRIPTS

abs	Absolute
avg	Average
b	Brine
bottom	Bottom
cal	Calculated
cb	Convective boiling
cr	Critical, Dryout quality
crit	Critical point
dry	Dry

dryout	Dryout
e	Evaporation
eq	Equivalent
exp	Experimental, Exponent
f	Fluid
frict	Frictional
g	Gas
go	Total flow having the gas properties
i	Inner
l	Liquid
lo	Total flow having the liquid properties
loc	Local
mist	Mist flow
mom	Dynamic pressure
nb	Nucleate boiling
o	Outer
out	Outlet
p	Pool boiling
Pool	Pool boiling
re	Refrigerant
right	Right
sat	Saturation
sp	Single-phase heat transfer coefficient
Start	Stratified flow

static	Static pressure
top	Top
tp	Two phase
v	Volumetric, Vapor
vo	Total flow having the vapor preperities
w	Wall
wavy	Wavy



제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

프레온계 냉매가 환경에 미치는 오존층 파괴 및 지구온난화와 같은 문제들이 밝혀지기 시작하면서 이를 해결하기 위한 대안으로써 자연냉매가 다시 주목을 받고 있다. 특히 이들 대체 냉매들 중 CO_2 는 인화성이 없으며 오존층 파괴지수가 0이고, 대기 중의 CO_2 를 액화시켜 사용하므로 지구온난화지수를 고려하지 않아도 된다는 장점이 있다. 그러나 CO_2 를 냉동-공조 장치에 적용할 경우, 시스템의 압력이 상당히 높아지기 때문에 압축기와 열교환기(증발기)를 재설계할 필요가 있다. 특히 CO_2 를 작동유체로 사용하는 냉동-공조 시스템에서 증발기는 중요한 구성요소이므로 증발기에서의 열전달 특성에 대하여 파악하는 것은 필수적이다.

CO_2 에 대한 증발열전달에 대한 연구는 1990년 이후 매우 다양하게 진행되고 있으나, CO_2 냉매의 저온(-30°C 이하) 증발 열전달에 대한 연구 사례는 적을 뿐 아니라 그 결과에 있어서도 일관된 형태를 나타내지 못하고 있다. 이는 수평관내 CO_2 의 증발 열전달에 있어서 작동매체인 CO_2 의 비체적, 비열, 밀도, 표면장력 등의 물성치가 온도에 따라서 크게 변화하므로 기존의 프레온계 냉매의 증발 열전달 특성과는 상당히 다른 결과를 나타내고 있기 때문이며, 증발기에서 저온을 얻기 위해서는 2단 압축 냉동시스템이나 캐스케이드 냉동시스템을 구성하여야 하는데, 이 시스템들을 구성하는 비용이 많이 들어가기 때문이다.

현재 많은 경제 발전으로 인해 대형 할인마트와 같이 -30°C 이하의 저온을 필요로 하는 곳이 늘어나고 있으며, 특히 -30°C 이하에서의 CO_2 증발열전달 특성에 관한 연구는 거의 전무하기 때문에 반드시 이 부분에 대한 연

구가 필요하다.

따라서, 본 논문은 CO₂용 캐스케이드 냉동시스템의 구성요소인 증발기를 -30℃ ~ -50℃의 영역에서 실험적으로 고찰하여 저온 증발열전달 특성 및 압력강하의 특성에 대한 기초적 설계 자료를 제공하고자 한다.

1.2 CO₂ 냉매의 열역학적 특성

냉매의 물성치는 냉동공조 시스템과 그 구성요소의 설계에 있어 매우 중요한 요소이다. 물성치의 변화에 따라 냉매의 열전달 성능 및 증발기의 설계 등에 있어 다양한 변수가 발생하게 된다. 따라서 본 절에서는 본 논문에서 연구하고자 하는 포화온도 (-30℃ ~ -50℃)에서의 CO₂ 특성을 타 냉매와 비교하고자 한다.

1.2.1 포화증기압력과 체적냉동능력(VCR)

Fig. 1.2.1.1과 Fig. 1.2.1.2는 물성치 프로그램 (REFPROP 8.0)을 이용하여 계산한 CO₂ 냉매의 포화증기압력과 체적냉동능력(VCR)을 포화온도에 따라 타 냉매들과 비교한 것이다. Fig. 1.2.1.1에서 알 수 있듯이 포화압력이 타 냉매에 비해서 상당히 크다는 것을 알 수 있다. Table. 1.2.1.1은 포화압력을 온도에 따라서 각 냉매별로 나타낸 표이다. 표에서 알 수 있듯이 CO₂ 냉매가 -30℃의 경우 1.426 MPa로 R22의 -30℃ 포화압력인 0.163 MPa보다 8.7배 큰 것을 알 수 있다. -50℃의 경우 CO₂냉매는 0.682 MPa로 같은 온도의 R22 포화압력 0.064 MPa보다 10.58배 압력이 높은 것을 알 수 있다.

Fig. 1.2.1.2는 CO₂냉매의 체적냉동능력(VCR)을 포화온도에 따라 타 냉매들과 비교한 것이다. Table. 1.2.1.2는 포화온도에 따라서 각 냉매별로 비교

한 표이다. 표에서 알 수 있듯이 -30°C 에서 CO_2 냉매의 체적냉동능력은 11230.1 kJ/m^3 이며 R22는 1409.69 kJ/m^3 이다. 이는 CO_2 냉매가 체적당 냉동능력이 7.96배 뛰어나다는 것을 의미한다. -50°C 에서도 CO_2 냉매의 체적냉동능력은 5632.24 kJ/m^3 이고 R22 냉매의 체적냉동능력은 399.15 kJ/m^3 로 14.11배의 차이를 보인다. 즉, 실험하고자 하는 영역에서 CO_2 냉매가 체적냉동능력이 가장 뛰어난 것을 알 수 있다.

CO_2 냉매는 포화압력이 타 냉매에 비해 높기 때문에 높은 압력을 견딜 수 있는 열교환기 제작기술이 필요한 부분이 있지만, 압력이 높을수록 냉매의 밀도가 증가하므로 기존 프레온계 냉매에 비해서 냉매의 체적유량이 1/3 정도로 감소한다. 따라서, 기존 시스템에서 적용하는 전열관보다 직경이 작은 관을 사용할 수 있어 열전달 성능의 향상에 이점이 있고, 이로 인해서 시스템의 구성품도 콤팩트화가 가능하다.

1.2.2 액상에 대한 기상의 밀도비

Fig. 1.2.2.1은 여러 냉매의 기상에 대한 액상의 밀도비를 나타낸 것이다. Fig. 1.2.2.1과 같이 CO_2 의 경우 기상에 대한 액상의 밀도비가 다른 냉매에 비해 상당히 작다. Table 1.2.2.1에서 알 수 있듯이 -30°C 에서 CO_2 의 기상 밀도(37.1 kg/m^3)에 대한 액상밀도(1076 kg/m^3)의 비는 대략 29배이며 R410A와 R134a의 밀도비는 313.61와 651.63이다. 그리고 R410A와 R134a의 기상에 대한 액상의 밀도비는 각각 313.61과 651.63으로 이는 CO_2 의 기상에 대한 액상밀도의 10.81배와 22.48배에 해당한다. 이와 같이 CO_2 의 낮은 밀도비로 인해 저온 증발기내 CO_2 의 이상류 유동을 기상과 액상이 균질한 유동으로 가정할 수 있다.

1.2.3 표면장력과 점성계수

Fig. 1.2.3.1은 포화온도에 따라 CO₂의 표면장력을 다른 냉매들과 비교한 그림이다. Fig. 1.2.3.1에 나타난 것처럼 CO₂의 표면장력은 다른 냉매에 비해 작다. Table. 1.2.3.1에서 알 수 있듯이 포화온도 -30℃에서 CO₂의 표면장력은 0.0101 N/m이며, 같은 온도에서 R22의 경우 0.0164 N/m이다. 즉, R22가 CO₂에 비해 1.62배 표면장력이 큰 것을 알 수 있다. R22 냉매 뿐만 아니라 R134a에 비해 1.58배, R717에 비해 3.23배 표면장력이 작은 것을 알 수 있다.

냉매의 표면장력은 증발기내 이상유동 특성에 영향을 미치게 된다. 즉, 표면장력이 낮을수록 기포의 이탈이 증가하며 그로 인해 핵비등의 영향이 증가하게 된다.

Fig. 1.2.3.2는 포화온도에 따라 CO₂의 점성계수를 다른 냉매들과 비교한 그림이다. Fig. 1.2.3.2에 나타난 것처럼 CO₂의 점성계수는 다른 냉매에 비해 작다. Table. 1.2.3.2에서 알 수 있듯이 포화온도 -30℃에서 CO₂의 점성계수는 0.0001694 kg/ms이며, 동일 온도에서 R22는 0.0002818 kg/ms이다. 즉, R22가 CO₂에 비해 1.66배 점성계수가 큰 것을 알 수 있다. R22 냉매 뿐만 아니라 R134a에 비해 2.36배, R717에 비해 1.44배 점성계수가 작은 것을 알 수 있다.

냉매의 점성계수는 증발기내 압력강하에 영향을 미치게 된다. 포화온도가 낮아질수록 점성계수가 증가하게 되는데, 점성계수가 증가할수록 증발기내 액막과 기상의 전단력이 커지게 되어 압력강하가 커지게 된다.

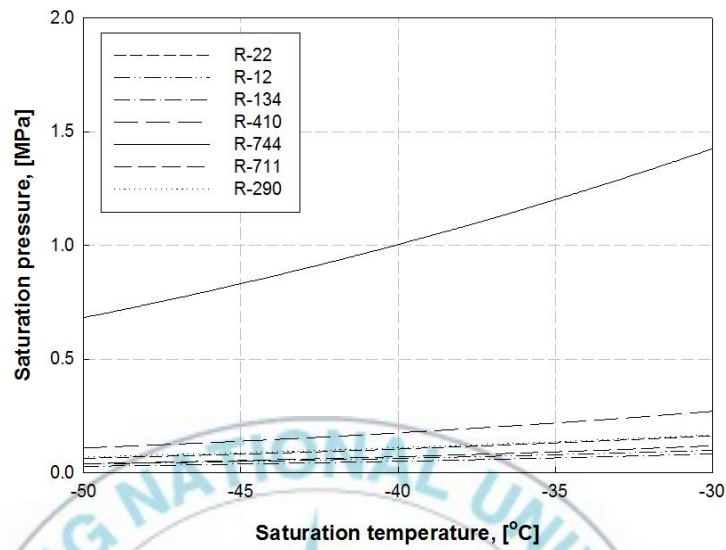


Fig. 1.2.1.1 Comparison of saturation pressure of R744(CO₂) with that of some refrigerants

Table. 1.2.1.1 Comparison of saturation pressure of R744(CO₂) with that of some refrigerants

[MPa]	R22	R12	R134a	R410	R744	R711	R290
-30 [°C]	0.1639	0.1003	0.0844	0.2709	1.4260	0.1194	0.1677
-40 [°C]	0.1052	0.0641	0.0512	0.1763	1.0040	0.0717	0.1110
-50 [°C]	0.0645	0.0391	0.0295	0.1098	0.6826	0.0408	0.0705

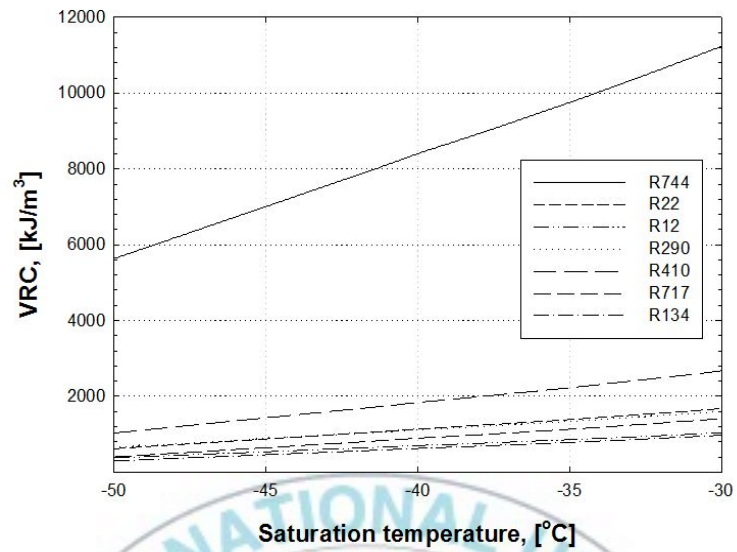


Fig. 1.2.1.2 Comparison of volumetric refrigeration capacity of R744 (CO_2) with that of some refrigerants

Table. 1.2.1.2 Comparison of volumetric refrigeration capacity of R744 (CO_2) with that of some refrigerants

$[\text{kJ/m}^3]$	R22	R12	R134a	R410	R744	R711	R290
-30 $^{\circ}\text{C}$	1409.69	1673.55	1035.09	1594.38	2669.98	11230.1	971.50
-40 $^{\circ}\text{C}$	894.12	1136.38	699.59	1114.28	1837.21	8401.99	625.51
-50 $^{\circ}\text{C}$	399.15	617.81	375.33	647.94	1031.19	5632.24	293.11

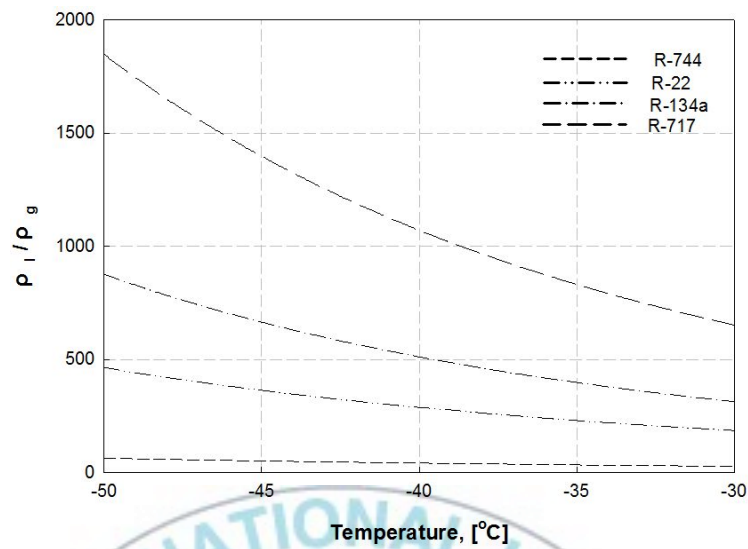


Fig. 1.2.2.1 Liquid-to-vapor density ratio with that of some refrigerants

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

[kg/m ³]	CO ₂	R717	R134a	R22
Liquid density	1076	1367	1389	677.7
Vapor density	37.1	7.332	4.429	1.04
$\frac{\rho_l}{\rho_v}$	29.0027	186.4430	313.6148	651.6346

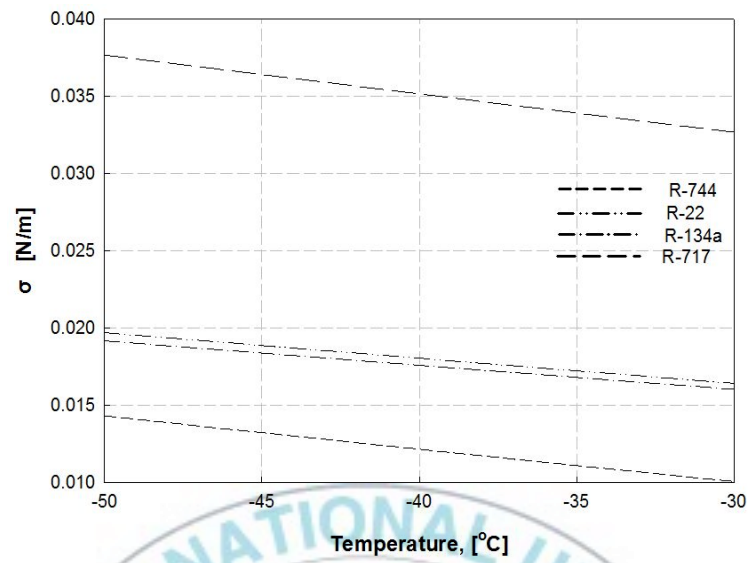


Fig. 1.2.3.1 Comparison of surface tension of CO₂ saturated liquid

Table. 1.2.3.1 Comparison of surface tension of CO₂ with some refrigerants

[N/m]	CO ₂	R22	R134a	R717
-30 [°C]	0.0101	0.0164	0.0160	0.0327
-40 [°C]	0.0122	0.0181	0.0176	0.0352
-50 [°C]	0.0143	0.0197	0.0192	0.0377

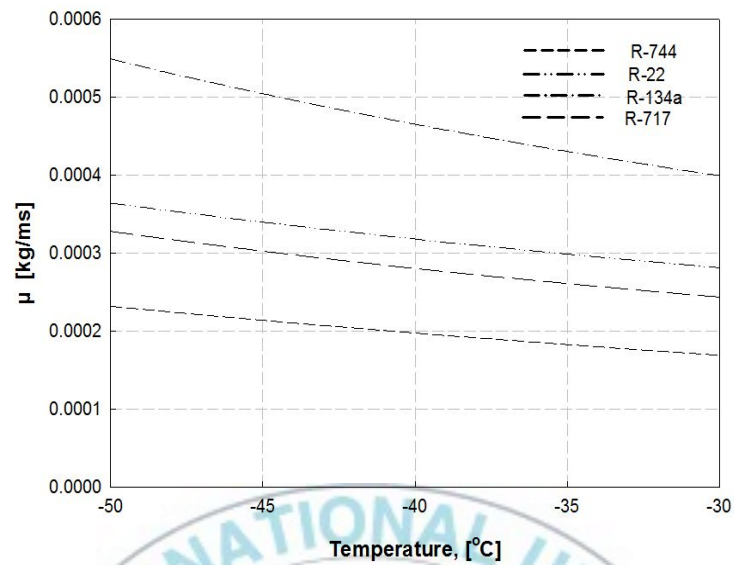


Fig. 1.2.3.2 Comparison of viscosity of CO₂ saturated liquid

Table. 1.2.3.2 Comparison of viscosity of CO₂ with some refrigerants

[kg/ms]	CO ₂	R22	R134a	R717
-30 [°C]	0.0001694	0.0002818	0.0003997	0.0002438
-40 [°C]	0.0001979	0.0003186	0.0004656	0.0002808
-50 [°C]	0.0002320	0.0003646	0.0005492	0.0003283

1.3 종래연구

-10℃ 이상의 온도영역에서 CO₂ 증발열전달 및 압력강하에 대한 연구는 1990년 이후 매우 다양하게 진행되고 있다. 그러나 대형 할인마트 등에 적용되는 -30℃ 이하의 CO₂ 증발열전달과 압력강하에 대한 연구는 전무한 상태이다. 따라서 본절에서는 본 논문에서 연구하고자 하는 -30℃ ~ -50℃에서의 CO₂에 대한 증발열전달 및 압력강하에 대한 연구사례를 살펴보면 다음과 같다.

Bansal⁽¹⁾은 4.57 mm의 수평평활관내에서 열유속 15 kW/m², 질량유속 200 kg/m²s, 포화온도 0℃ ~ -30℃의 조건에서 증발열전달 및 압력강하에 대해 연구 하였다. 그 결과 기존의 상관식들과 높은 평균편차를 보이고 있으며 특히, Liu-Winterton의 상관식과는 -54.4%의 편차를 보이고 있다. 낮은 포화온도에서 CO₂의 유동 비등 열전달에 대한 새로운 상관식이 필요함을 언급하였다.

Park-Hrnjak⁽²⁾는 CO₂냉매를 사용하여 -30℃의 비등 열전달을 연구하였다. 그 결과 건도가 증가함에 따라서 드라이아웃(dryout)이 발생하지 않았으며, 또한 열전달계수는 낮은 건도영역에서 열유속에 민감하지 않다고 보고하였다. 자신의 실험데이터와 기존 상관식과 비교 한 결과 상당히 차이가 많이 났으며, -30℃이하의 온도에서 CO₂의 증발열전달에 상관식이 필요하다고 언급하였다.

위에서 언급한 종래의 연구를 요약하면, -30℃이하의 온도에서 CO₂의 증발기내 열전달에 관한 실험적인 연구결과들이 많이 부족하며, CO₂의 증발열전달 상관식이 없다는 것이다. 그러므로 포화온도가 -30℃이하인 영역에서 다양한 실험을 통하여 데이터를 확보하고 이를 통해 새로운 CO₂의 증발 열전달 상관식을 제안할 필요가 있다.

제 2 장 실험장치

2.1 실험장치의 구성

Fig. 2.1.1은 실험장치의 전체적인 개략도를 나타낸 것이다. 실험장치는 CO₂ 냉매의 증발 열전달 계수 및 압력강하를 측정할 수 있게 제작되었다. 실험은 압축기 오일의 영향을 배제하기 위해 기어 펌프를 사용한 강제순환 방식으로 하는 것이 보편적이나, 본 연구에서는 -30℃이하의 저온을 얻기 위하여 캐스케이드 냉동 사이클을 이용하였기 때문에 압축기를 사용하였다. 실험장치는 크게 증발기, 기액분리기, 압축기, 유분리기, 응축기, 수액기, 질량유량계, 팽창밸브로 구성되어 있다. 냉매의 순환과정을 살펴보면 수액기에 과냉 상태로 충전된 CO₂는 압축기에 의해 순환된다. 수액기를 나온 냉매액은 질량유량계로 유입된다. 질량유량계에서는 냉매의 유량과 밀도를 측정하여 CO₂ 냉매의 상태를 확인한다. 그런 후 증발기로 유입된다. 증발기에서 나온 냉매는 기액분리기와 압축기로 들어간다. 기액분리기는 압축기의 액압축을 방지하기 위해서 증발기 출구(혹은 압축기 입구)에 설치한 것으로, 냉매액과 증기를 분리하여 증기만을 압축기로 보내게 된다. 이때 압축기에서 압축된 고온고압의 냉매증기는 응축기에서 열원수와 열교환한 후 수액기로 들어간다. Pho. 2.1.1은 캐스케이드 냉동 시스템의 실제 사진이다. Fig. 2.1.2는 실험에 사용된 증발기이다. CO₂용 증발기는 내관으로 냉매가 흐르고 외관으로 2차유체가 흐르는 2중관 형태의 대향류 열교환기로서 동관을 이용하여 제작하였다. 증발기의 내관은 내경이 11.46 mm, 외경이 12.7 mm이고, 외관은 내경이 33.27 mm, 외경이 34.92 mm인 동관으로 길이는 8000 mm이다. 내관은 누설 방지와 고압인 CO₂용 저온시스템

에서 안전을 보장하기 위해 용접이나 피팅과 같은 연결 부위가 없게 하나의 관을 이용하여 가공하였다. 2차유체는 환상 부분에 흐르며 냉매와 반대 방향으로 흐른다. Fig. 2.1.3은 열교환기에서 유체의 방향과 냉매 및 2차유체의 온도를 측정한 지지점이 표시되어 있다. T형 열전대는 냉매관의 곡관 부분의 외벽에 단열하여 부착하였다. 봉입형 T형 열전대를 2차유체 유로의 곡관 부분에 직접 삽입하여 설치하였다. Tab. 2.1.1은 증발기 사양을 나타낸 것이고, Tab. 2.1.2는 설계조건을 나타낸 것이다. 수액기는 냉매 충전시 완충 작용을 하기 위해서 각 시스템의 고압부 다음에 설치하였다. 이렇게 함으로서, 시스템이 냉매 유출 때문에 불안정해지는 것을 방지하고 압력을 새로운 최적의 고압으로 변화시키는 동시에 증발기에 원활하게 냉매를 공급할 수 있도록 해준다. 팽창장치로 미터링 밸브를 사용하였다. 미터링 밸브를 통해서 유량을 미세하게 조절할 수 있고, 증발기 출구의 과열도를 원하는 값으로 정밀하게 제어할 수 있다. 증발기에서의 2차 유체와 냉매의 온도는 T형 열전대를 사용해서 측정하였다. 절대압 측정기는 증발기를 비롯한 각종 열교환기의 입구에 설치하였으며, 열교환기의 압력 강하는 차압계를 이용하여 측정한다. 압력계를 보정하기 위해서 정하중 압력계를 이용하였다. 압축기의 압축일은 전력계를 이용해 측정하였다. 코리올리 (coriolis) 효과를 이용하는 질량유량계를 이용해, 냉매의 질량유량과 2차유체의 질량유량을 측정하였다. 냉각수와 브라인(에틸렌 글리콜)을 2차유체로 사용한다.



Pho. 2.1.1 Photo graph of CO₂ cascade refrigeration system

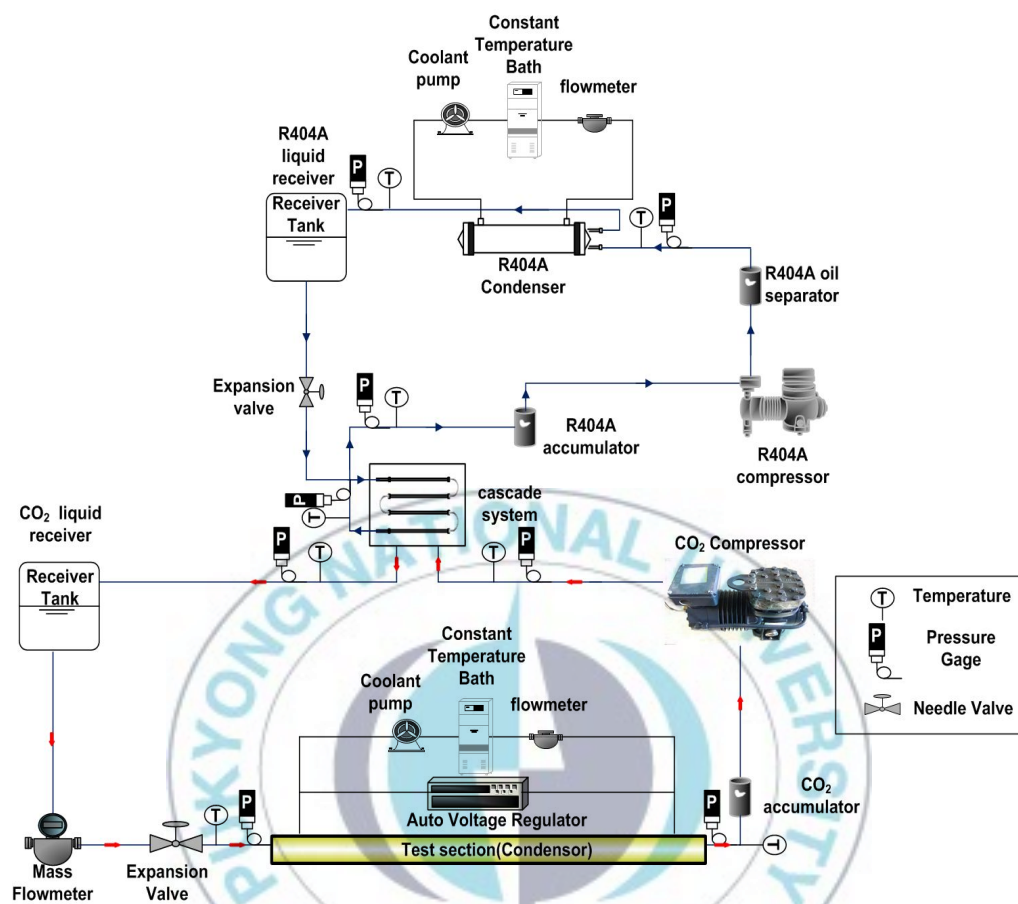
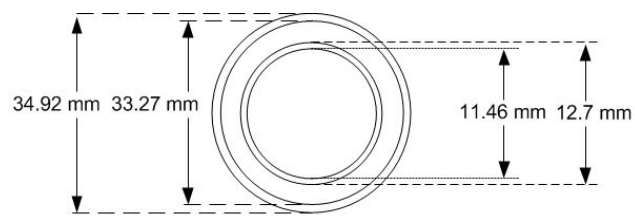


Fig. 2.1.1 Schematic diagram of experimental apparatus for cascade refrigeration system



Cross section of C-C

Fig. 2.1.2 Schematic diagram of evaporator diameter

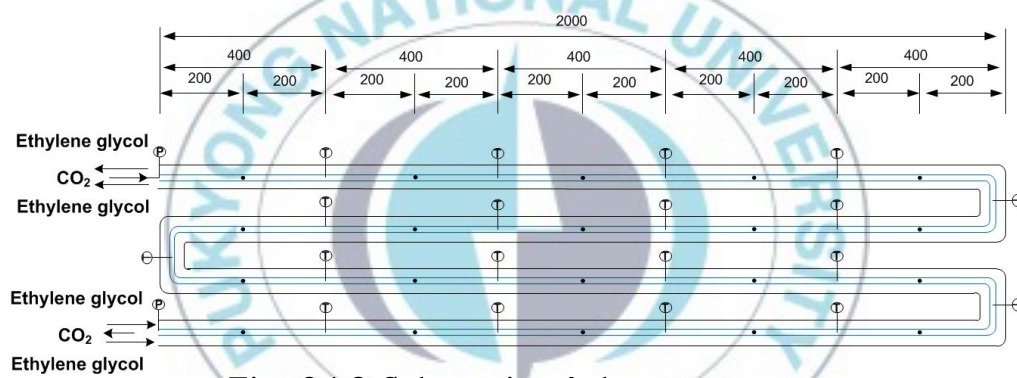


Fig. 2.1.3 Schematic of the evaporator

Tab. 2.1.1 Specifications of the CO₂ evaporator

		Evaporator
Inner tube	Inside diameter (mm)	11.48
	External diameter (mm)	12.7
	Material	Cooper tube
Outside tube	Inside diameter (mm)	33.27
	External diameter (mm)	34.92
	Material	Cooper tube
The length of the evaporator (mm)		8000

Tab. 2.1.2 Design conditions of CO₂ evaporator

Refrigerant side (R404A)	Heat capacity [kW]	9.6
	Direction of flow	Counterflow
	Type of refrigerant	CO ₂
	Temperature of the refrigerant [°C]	-25
	Flow rate [kg/s]	0.034
Coolant side (Ethylene glycol)	Type of fluid	Ethylene glycol (51%)
	Inlet remperature [°C]	20
	Outlet temperature [°C]	-21
	Flow rate [kg/s]	0.075

2.2 실험 방법 및 실험 조건

본 실험에서 증발온도, 질량유속, 열유속, 건도 등은 저온 증발열전달과 압력강하 특성에 영향을 미치는 중요한 변수이다. 따라서 이들 변수가 시스템에 미치는 영향을 조사하기 위해서 증발기와 2차 유체의 입구조건과 냉매온도를 실험조건에 따라 변화시킨다. 저온 증발 열전달과 압력강하에 대한 실험의 순서는 다음과 같다.

- (1) 측정장치를 사전에 점검한 후 진공펌프를 사용하여 시스템 내부를 진공상태로 만든다.
- (2) 냉매를 조금 주입하고 진공펌프를 이용하여 진공상태로 만들면서 내부에 잔류공기 등의 불순물을 제거하는 퍼지과정을 3회 수행한다.
- (3) 시스템을 가동하기 전에 저온냉동기 및 온도조절기를 사용하여 CO₂용 증발기, 고단축 응축기의 2차유체 입구온도를 맞춘 다음 냉매를 액상으로 각 시스템에 충전시킨다.
- (4) 압축기의 전원을 켜서 압축기를 가동한 후 팽창밸브의 개도와 냉매의 주입량을 조절하여 증발기 출구의 과열도, 응축기의 과냉도, 응축기 온도를 유지한다.
- (5) 또한 계측장비를 가동하여 측정부의 온도, 압력 및 질량유량의 데이터를 GPIB 통신을 이용하여 컴퓨터로 보낸다.
- (6) 시스템이 정상상태에 도달하면 냉매의 온도, 압력, 질량유량, 압축기 압축일 등을 정상상태 하에서 5분 간격으로 3번 측정한다.
- (7) 실험조건을 바꾸어 가면서 앞의 과정 (4) ~ (7)를 반복한다.

30분 동안에 온도 측정 변이가 ± 0.3 °C 이내, 압력 측정 변이가 ± 5 kPa, 질량유량의 변화가 ± 0.2 g/s 이내 이면, 시스템은 정상상태에 있다고 간주하여 자료를 측정한다. 측정은 여러 번 수행하고, 각각의 측정값과 측정값

의 평균값과의 평균절대오차(mean absolute difference)는 온도, 압력, 질량 유량, 압축기 소요동력, 응축기와 증발기의 전열량 등을 측정한다. CO₂ 냉매의 증발 열전달은 유동양식과 밀접한 관계가 있고 이러한 유동양식에 영향을 미치는 질량유속, 열유속, 그리고 포화온도의 변화는 냉매의 증발열전달 특성에 많은 영향을 미치게 된다. 따라서 본 연구에서는 질량유속, 열유속, 포화온도를 다양하게 변화시켜 가며 실험하였다. 실험범위는 Table 2.2.1에서와 같이 질량유속 200 ~ 400 kg/m²s, 열유속 20 ~ 40kW/m². 포화온도 -50 ~ -30℃ 범위에서 건도에 따른 열전달계수의 변화를 살펴보았다.

Tab. 2.2.1 Operating conditions of the experimental decive

Variables	Value
Refrigerant	CO ₂ (R744)
Test section	Horizontal tube
Inner diameter of tube (mm)	11.48
Tube length (m)	8
Mass flux (kg/m ² s)	200 ~ 400
Saturation temperature(℃)	-30 ~ -50
Heat flux (kW/m ²)	20 ~ 40
Quality	0 ~ 1

2.3 데이터 해석 방법

2.3.1 열전달

본 연구에서는 CO₂ 냉매의 물성값 계산에 NIST(National Institute of Standards and Technology)에서 개발한 물성계산 프로그램 'REFPROP 8.0'을 사용하였다.

증발 열전달 특성을 분석하기 위해서는 시험구간의 외벽면에 공급되는 열량(Q_{coil})과 관내측을 유동하는 CO₂가 얻은 열량(Q_e)을 알아야 하고, 그 계산식은 다음과 같다.

$$Q_{coil} = \zeta \cdot V \cdot I \quad (1)$$

$$Q_e = M_e \cdot (i_{e,in} - i_{e,out}) \quad (2)$$

여기에서, ζ 는 가열기의 효율이며, V 는 입력 전압이고, I 는 입력 전류이다. 그리고, M_e 는 증발기측 냉매의 유량이고, $i_{e,in}$ 과 $i_{e,out}$ 는 각각 증발기 입구와 출구에서의 냉매 증기 및 냉매액의 엔탈피를 나타낸다.

증발기의 외벽면에 설치된 열선으로 공급되는 열유속 q_e (kW/m²)는 다음 식(3)에 의해 계산되었다.

$$q_e = \frac{Q}{\pi D_i \Delta z} \quad (3)$$

여기에서, Q 는 식 (1)로 계산되는 전열량(Q_e) 혹은 식 (2)로 계산되는 전열량(Q_{coil}), d_i 는 평균 관내경이고, Δz 는 시험구간의 소구간 길이를 나타낸다.

열전달 계수는 다음의 식(4)와 같다.

$$h_{e,loc} = \frac{q_e}{T_{wi} - T_e} \quad (4)$$

여기에서 q_e 는 열유속이며, T_e 는 측정된 냉매 온도 T_{wi} 에서 열발생이 있는 원통에서의 일차원 열전도 방정식을 사용하여 구해진 관내 벽면 온도이

다. 식(5)와 같이 구할 수 있다.

$$T_{wi} = \frac{qr_o^2}{4k} \left[1 - \left(\frac{r_i}{r_o} \right)^2 \right] + \frac{qr_o^2}{2k} \ln \left(\frac{r_i}{r_o} \right) + T_{wo} \quad (5)$$

여기에서, $q(kW/m^3)$ 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. 식(6)과 같이 구할 수 있다.

$$T_{wo} = \frac{T_{top} + T_{left} + T_{right} + T_{bottom}}{4} \quad (6)$$

냉매의 포화온도 T_{sat} 는 측정된 압력과 차압으로부터 REFPROP 8.0을 사용하여 해당 압력의 포화온도를 구하였다. 이 때 각 지점에서의 포화온도는 관 길이방향으로 선형적으로 변화한다고 가정하였다.

냉매의 건도 x 는 다음의 식(7)과 같이 계산할 수 있으므로, 이에 따라 증발기 소구간의 출구 건도 $x_{loc,out}$ 는 식(8)로 계산된다.

$$x = \frac{\Delta i_{loc}}{i_{fg}} \quad (7)$$

$$x_{loc,out} = x_{in} - \frac{\pi \cdot d_i}{M_{re} \cdot i_{fg}} \cdot \int_{z_{in}}^{z_{out}} q_e dz \quad (8)$$

여기에서, Δi_{loc} 는 소구간 입출구에서의 냉매 엔탈피차이며, i_{fg} 는 냉매의 잠열이다. 또 d_i 는 관 내경이고, M_{re} 은 냉매 유량이다. 그리고 z_{in} 과 z_{out} 는 소구간의 입구와 출구를 나타내며, q_e 는 증발기에서의 열유속이므로,

$\pi \cdot d_i \int_{z_{in}}^{z_{out}} q_e dz$ 는 열교환기 입구에서부터 소구간의 열량을 누계한 값이다.

증발기의 평균 열전달계수 $h_{e,avg}$ 는 이상의 식을 조합하여 다음의 식(9)로 계산된다.

$$h_{e,avg} = \frac{1}{x_{out} - x_{in}} \int_{x_{in}}^{x_{out}} h_{e,loc} dx = \sum \frac{h_{e,loc}}{n} \quad (9)$$

여기에서, x_{in} 과 x_{out} 는 증발기 소구간의 입구와 출구에서의 건도이며, $h_{e,loc}$ 은 소구간의 국소 열전달 계수이다. 또, n 은 소구간의 개수이다.

2.3.2 압력강하

관내 이상 유동 압력강하는 운동량에 의한 압력강하 ΔP_m , 마찰에 의한 압력강하 ΔP_f , 중력에 의한 압력강하 ΔP_g 의 3가지 항의 합으로 식(10)과 같다.

$$\Delta P_t = \Delta P_m + \Delta P_f + \Delta P_g \quad (10)$$

여기서 수평관내를 유동하는 이상류의 압력강하는 중력의 성분을 무시하므로 $\Delta P_g = 0$ 이 되며 식(10)은 식(11)과 같이 간단하게 정리된다.

$$\Delta P_t = \Delta P_m + \Delta P_f \quad (11)$$

압력강하 상관식들은 균질유동과 분리유동으로 가정하여 분석할 수 있다. 균질 유동모델은 열역학적 평형상태에서 기상과 액상의 속도가 동일하다고 가정한다. 대부분의 경우, 이러한 가정의 유동모델을 적용하기 곤란하지만, 이상류 압력강하를 예측하는데 있어서 좋은 일치를 보인다. 따라서, 균질유동모델은 기상과 액상의 유동을 단상으로 취급하고, 적절한 평균 물성치를 사용하여 운동량 압력강하를 아래의 식(12)로 나타낼 수 있다.

$$\Delta P_m = G^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_v \alpha} \right]_{out} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_v \alpha} \right]_{in} \right\} \quad (12)$$

여기서 G 는 액체와 기체의 총 질량유속이고 x 는 증기 건도이다. 본 연구에서 기공율 α 는 균질유동 모델에 대해 정확한 예측이 가능한 수평관에서 Rouhani-Axelsson⁽³⁾ 드리프트 플럭스 모델의 Striner⁽⁴⁾⁽⁵⁾ 버전을 사용하였다.

$$\alpha = \frac{x}{\rho_v} \left[(1 + 0.12(1-x)) \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1.18(1-x) [g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0.25}}{G^2 \rho_l^{0.5}} \right]^{-1} \quad (13)$$

제 3 장 결과 및 고찰

수평관내 CO₂의 증발 열전달 특성을 파악하기 위해서 시험부의 포화온도, 질량유속, 열유속 등을 변화시켜 실험하였다. 일반적으로 액체 상태에서 기체 상태로 상변화를 일으키는 현상은 증발 현상과 비등 현상으로 엄격히 구분하지만, 본 논문에서는 유체 온도가 장치내 포화온도보다 높을 경우, 액체와 기체의 경계면에서 증기가 발생하는 과정과 액상내부나 가열면에서 발생하는 증기기포의 생성과정을 구분하지 않고 모두 증발과정으로 가정하였다. 내경 11.48 mm인 증발관의 실험결과에 대한 불확실도 예측은 Kline과 McClintock⁽⁶⁾가 제안한 식으로 계산하여 Table 3.1에 나타내었다.

Table. 3.1 Parameters and estimated uncertainties of CO₂ evaporation heat transfer test

Parameters	Uncertainty
Length, width and thickness [m]	±0.005 m
Inner diameter [mm]	±0.05 mm
Temperature [°C]	±0.2 °C
(T _{wi} - T _e) [°C]	±0.4 °C
Pressure [kPa]	± 5.27 kPa
ΔP (Pressure drop) [kPa]	± 0.01 kPa
Mass flow rate of coolant [kg/h]	± 7.53 kg/h
Mass flux of refrigerant [kg/m ² s]	± 1.5 kg/m ² s
Heat flux [kW/m ²]	± 0.15045 kW/m ²
Heat transfer coefficient [kW/m ² °C]	± 0.597 kW/m ² °C

3.1 유동양식 선도

Fig 3.1.1 ~ Fig 3.1.3은 각 조건에 따른 CO₂의 유동양식 선도이다. Fig 3.1.1은 질량유속의 변화에 따른 유동양식 선도이며, 그림에서 알 수 있듯이 질량유속이 증가함에 따라 환상류의 유동이 낮은 건도에서 형성되는 것을 알 수 있다. 질량유속 200 kg/m²s의 경우 성층유동과 슬러그 유동이 혼재하는 유동을 하며, 이는 냉매 유속의 부족으로 인하여 환상류로의 천이가 일어나지 않기 때문이다. 뿐만 아니라, 드라이아웃(dryout)의 지점이 질량유속이 증가할수록 저건도에서 형성되는 것을 알 수 있다. 이는 질량유속이 증가할수록 액막과 기상의 전단력이 커져 액적의 이탈정도가 커지게 되는데, 액적의 이탈이 활발해져서 벽면이 빠르게 증발하여 드라이아웃의 지점이 저건도에서 형성되는 것으로 판단된다. Fig 3.1.2는 포화온도의 변화에 따른 유동양식 선도이며, 그림에서 알 수 있듯이 유동양식이 상당히 많은 변화가 있는 것을 알 수 있다. 이는 포화온도에 의해서 냉매의 물성치가 상당히 바뀌기 때문이다. 포화온도 증가시 환상류의 구간이 길어지며 그로 인해 드라이 아웃의 발생지점이 높은 건도 영역에서 형성되게 된다. 환상류로의 천이는 건도 0.2 ~ 0.4 부근에서 이루어지고 있으며, 핵비등보다 강제대류비등이 활발히 일어나는 것을 알 수 있다. Fig 3.1.3은 열유속의 변화에 따른 유동양식 선도이다. 열유속 증가시 기포 발생의 활성화로 인하여 환상류의 구간이 줄어들게 되며 그로 인해 드라이 아웃의 지점이 낮은 건도 영역에서 형성된다.

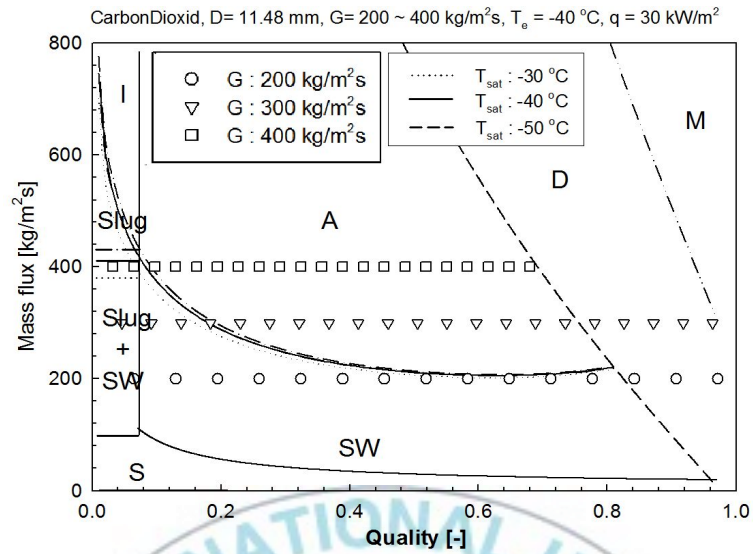


Fig. 3.1.1 Flow pattern map for carbondioxide with respect to different mass fluxes at constant heat fluxes and saturation temperature(-40 °C)

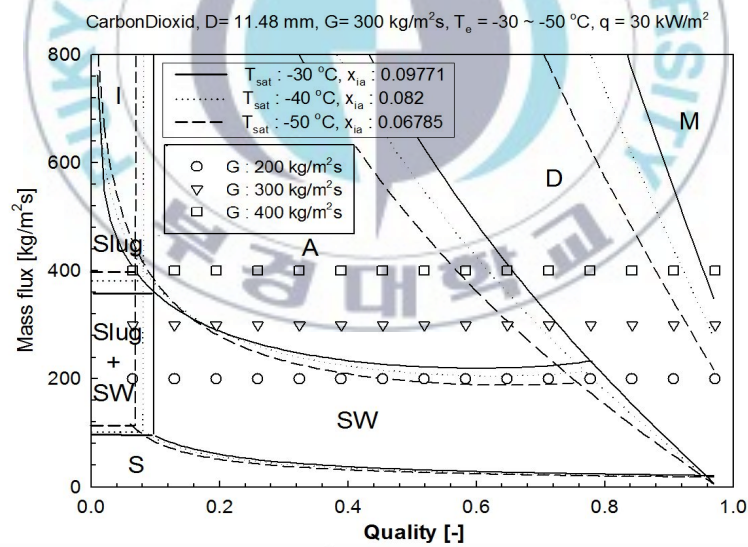


Fig. 3.1.2 Flow pattern map for carbondioxide with respect to different saturation temperature at constant mass fluxes and heat fluxes

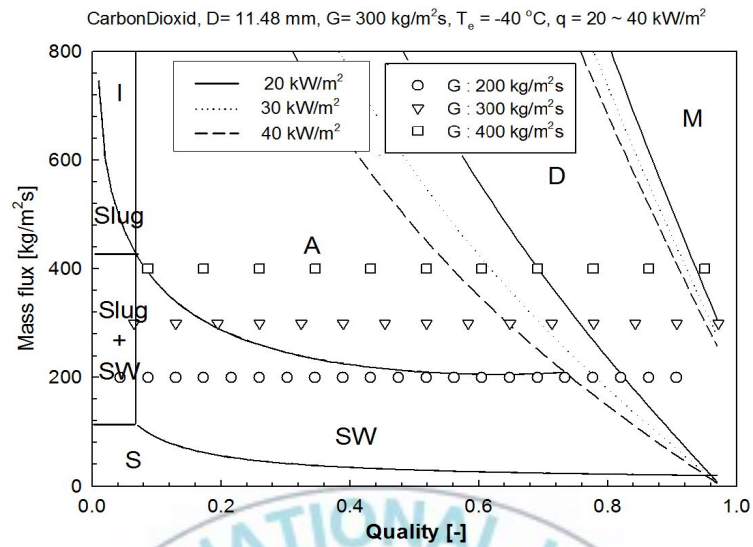


Fig. 3.1.3 Flow pattern map for carbondioxide with respect to different heat fluxes at constant heat fluxes and saturation temperature

3.2 증발 열전달

수평관내 강제 비등 현상은 질량유속, 열유속, 기상과 액상의 속도비 등 여러 가지 요소에 의해서 많은 영향을 받는다. 이러한 인자들에 의해서 관내 강제 유동은 크게 기포의 생성과 이탈에 의한 핵비등과 기액 경계면에서 발생하는 액막과 증기에 의한 대류 비등에 의해서 증발이 이루어진다. 그리고 일반적으로 열유속에 영향을 받는 핵비등은 기포류와 슬러그류 같은 유동형태를 가지며, 저건도 영역에서 발생한다. 질량유속에 영향을 받는 강제 대류비등은 환상류, 액적류와 같은 유동형태를 가지며, 고건도 영역에서 발생한다. 비등하는 유로내에서 건도가 증가하면 핵비등이 점진적으로 억제되고 열전달 계수는 일시적으로 감소한다. 강제대류 비등이 지배적이면 건도와 함께 열전달 계수는 증가한다. 따라서, 증발 열전달 특성을 분석하는데 있어서 건도, 질량유속, 포화온도, 열유속의 영향을 살펴봄으로써 CO_2 의 국소 증발열전달 특성을 알 수 있다.

3.2.1 질량유속의 영향

Fig 3.2.1.1와 Fig 3.2.1.2는 국소 증발열전달 계수를 냉매의 질량유속 변화에 따라 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 냉매의 질량유속이 증가할수록 국소 증발 열전달 계수가 증가함을 알 수 있다. 건도 0.3까지는 질량유속이 증가할수록 열전달계수는 22~37% 증가하였고, 건도 0.3~0.7에서는 열전달계수가 46~49% 증가하였다. 이는 질량유속이 증가할수록 액막과 기상흐름 사이의 전단력이 커져 액적의 이탈이 활발하게 이루어지기 때문으로 판단되며, Table 3.2.1.1과 같이 질량유속이 증가할수록 레이놀즈수의 증가로 인해 강제 대류비등의 영향이 커지기 때문으로 판단된다.⁽⁷⁾

질량유속이 증가할수록 저건도 영역에서보다 고건도 영역에서 열전달계수

의 증가가 뚜렷하게 나타났다. 저건도 영역에서 열전달계수의 변화가 작은 이유는 저건도 영역에서 핵비등이 강제 대류비등보다 더 지배적인 영향을 미치기 때문이며,^(8~12) 고건도 영역에서 열전달계수의 증가가 뚜렷하게 나타나는 이유는 질량유속 및 건도가 증가하면 시험부 관내 냉매 레이놀즈수의 증가와 증기속도의 증가에 따라 환상유동과 강제 대류증발이 더욱더 활발하기 때문이다.⁽¹³⁾

Fig. 3.1.1의 유동양식을 통하여 살펴보면 질량유속이 증가할수록 환상류가 저건도에서 형성되어 관내에 지배적으로 작용하는 것을 알 수 있다. 즉, 강제 대류비등의 구간이 관내에 지배적인 유동임을 알 수 있다. 이는 질량유속이 증가할수록 핵비등 형성이 어렵기 때문이며 강제 대류비등은 질량유속의 증가에 많은 영향을 받는 것을 알 수 있다.⁽¹⁴⁾

Table 3.2.1.1 Variation of Reynolds number with respect to different mass fluxes

G [kg/m ² s]	Re [/]
200	11604
300	17407
400	23209

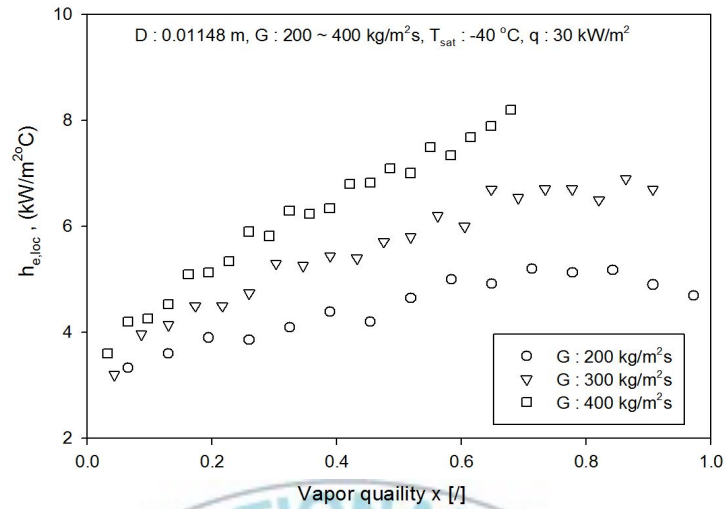


Fig 3.2.1.1 Variation of heat transfer coefficients with respect to different mass fluxes at constant heat fluxes and saturation temperature(-40°C) in the evaporator of inner diameter tube of 11.48mm

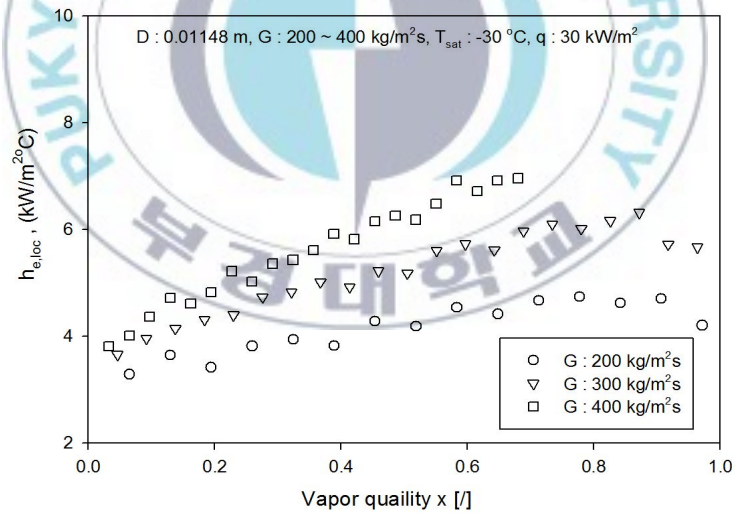


Fig 3.2.1.2 Variation of heat transfer coefficients with respect to different mass fluxes at constant heat fluxes and saturation temperature(-30°C) in the evaporator of inner diameter tube of 11.48mm

3.2.2 포화온도의 영향

Fig 3.2.2.1와 Fig 3.2.2.2는 국소 증발열전달 계수를 냉매의 포화온도 변화에 따라 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 냉매의 포화온도가 증가할수록 국소 증발 열전달 계수가 감소함을 알 수 있다. 건도 0.3까지는 포화온도가 증가할수록 열전달계수는 4~6% 증가하였고, 건도 0.2~1까지는 열전달계수가 8~23% 증가하였다. 그 이유는 Table 3.2.2.1과 같이 포화온도가 증가할수록 냉매 액상의 열전도도가 감소하게 되며 이는 냉매 액막의 열저항을 증가시키고 결과적으로 냉매의 증발 열전달계수를 감소시킨다. 다른 이유로는 포화온도가 증가할수록 밀도비가 증가하게 되며 그로인해 기상과 액상의 속도비가 작아져 열전달계수가 감소하게 된다. ⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾

포화온도가 증가할수록 저건도 보다 고건도 영역에서 더 많은 영향을 받는다. 이처럼 고건도에서 더 많은 영향을 받는 이유는 프란틀 수의 영향 때문으로 판단된다. 열전도도의 증가로 인하여 프란틀 수가 커지게 되는데, 프란틀 수는 강제 대류의 열전달에 영향을 주는 변수이다. 즉, 고건도에서 강제 대류의 활성화로 인하여 저건도보다 더 많은 영향을 받는 것이다.

Table 3.2.2.1 Variation of properties(thermal conductivity, density ratio, prandtl number) with respect to different saturation temperature

$T_e[^\circ\text{C}]$	$k_r[\text{kW/m}^\circ\text{C}]$	$\frac{\rho_l}{\rho_v}[-]$	$\text{Pr}[-]$
-30	0.148	29	2.367
-40	0.1604	42.74	2.48
-50	0.1821	64.42	2.556

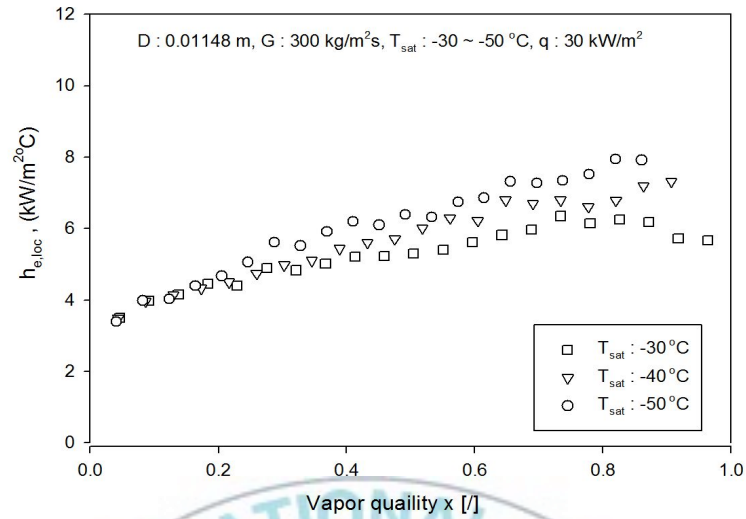


Fig 3.2.2.1 Variation of heat transfer coefficients with different saturation temperature for constant heat and mass fluxes(300 kg/m²s) in the evaporator of inner diameter tube of 11.48 mm

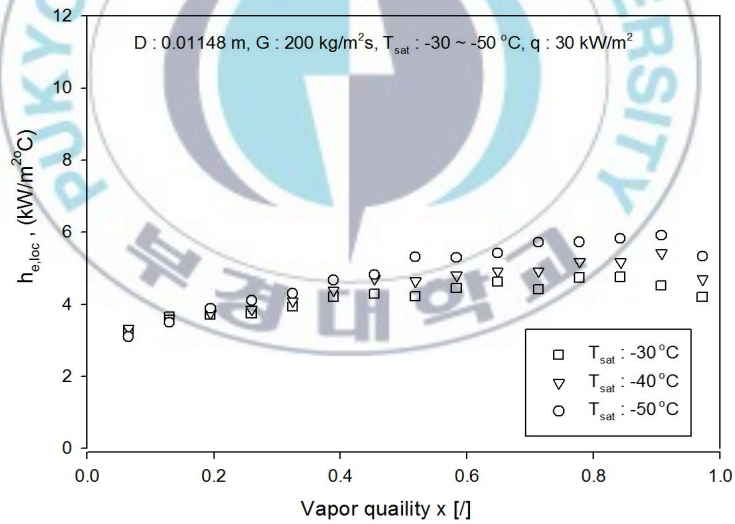


Fig 3.2.2.2 Variation of heat transfer coefficients with different saturation temperature for constant heat and mass fluxes(200 kg/m²s) in the evaporator of inner diameter tube of 11.48 mm

3.2.3 열유속의 영향

Fig 3.2.3.1과 Fig 3.2.3.2는 국소 증발열전달 계수를 냉매의 열유속 변화에 따라 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 냉매의 열유속이 증가할수록 국소 증발 열전달 계수가 증가함을 알 수 있다. 건도 0.3까지는 열유속이 증가할수록 열전달계수는 9~23% 증가하였고, 건도 0.3~1까지는 열전달계수가 5~7% 증가하였다. 이는 -40°C 에서의 CO_2 냉매의 액상에 대한 기상의 비체적비가 크기 때문에 각 상간에 속도차가 커져 액막이 얇은 환상 유동으로의 천이가 쉽고 또한 상대적으로 높은 표면장력으로 인해 핵발생이 어려워지기 때문으로 판단된다.⁽¹⁶⁾

열유속이 증가할수록 고건도 보다 저건도 영역에서 더 많은 영향을 받는다. 이처럼 저건도에서 더 많은 영향을 받는 이유는 저건도 영역에서는 열유속의 영향에 의한 핵비등이 열전달계수에 지배적인 영향을 미치지만 고건도 열역에서는 핵비등이 억제되고 강제 대류비등이 열전달계수를 지배하기 때문이다.⁽¹³⁾⁽¹⁷⁾ 고건도 영역에서는 타 연구와 같이 열유속이 증가하여도 차이가 나지 않음을 알 수 있다.⁽¹³⁾⁽¹⁷⁾

Table 3.2.3.1 Variation of properties(specific volume ratio, surface tension) with respect to different saturation temperature

$T_e[^{\circ}\text{C}]$	$\frac{v_v}{v_l} []$	$\sigma[\text{N/m}]$
-30	29	0.01008
-40	42.74	0.01217
-50	64.42	0.01429

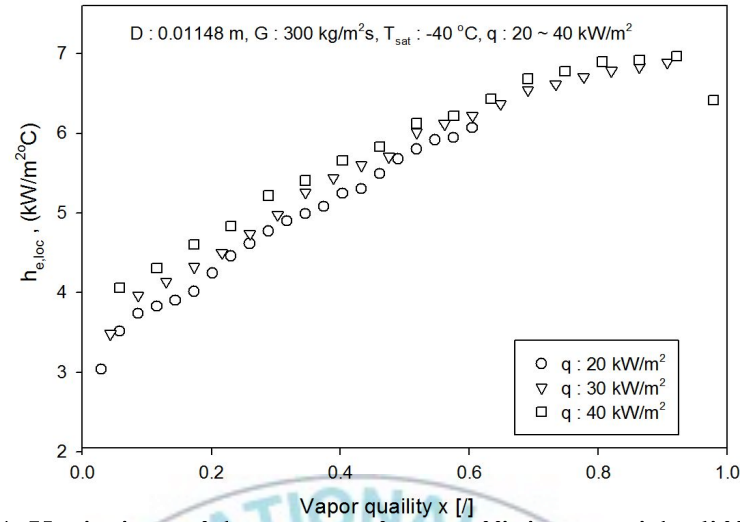


Fig 3.2.3.1 Variation of heat transfer coefficients with different heat flux for constant heat and mass fluxes($300 \text{ kg/m}^2\text{s}$) and saturation temperature in the evaporator of inner diameter tube of 11.48 mm

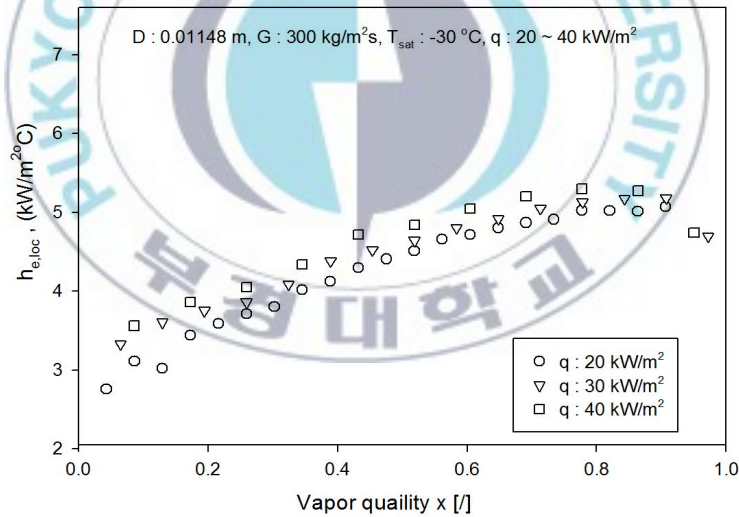


Fig 3.2.3.2 Variation of heat transfer coefficients with different heat flux for constant heat and mass fluxes($200 \text{ kg/m}^2\text{s}$) and saturation temperature in the evaporator of inner diameter tube of 11.48 mm

3.2.4 실험 데이터와 기존 상관식과의 비교

증발기의 설계시 냉매의 열전달 계수를 정확히 예측하기 위한 적절한 상관식의 제안이 매우 중요하다. 수평 증발관내 국소 열전달 계수를 예측하기 위한 상관식들은 많으나 본 실험에 가장 유용하다고 생각되는 예측식에는 Chen⁽¹⁸⁾, Gungor-Winterton⁽¹⁹⁾, Kandlikar⁽²⁰⁾, Kenning-Cooper⁽²¹⁾, Yoon⁽²²⁾ 등이 있다. 본 장에서는 이들 상관식들과 증발 데이터를 비교, 검토하고 그 적용 가능성에 대해서 고찰하였다.

Table 3.2.4.1은 여러 연구자들에 대한 증발열전달 상관식을 간단하게 표로 나타낸 것이다. 대부분의 연구자들은 핵생성에 의한 열전달계수와 액막을 통한 강제 대류 열전달 계수의 영향으로 분석하였다. 식(18)의 Chen의 상관식이 가장 대표적인 상관식이며 증발열전달에 가장 기초가 되는 상관식이다.

증발기내에서 측정된 열전달계수(h_{exp})와 상관식으로 예측한 열전달계수(h_{cal})를 비교하는 방법에는 정성적인 방법과 정량적인 방법이 있으며, 정량적인 방법으로는 식(14)로 표현되는 평균 오차(average deviation, σ_{avg}), 식(15)로 표현되는 절대 평균오차(absolute mean deviation, σ_{abs})가 있다. 따라서, 열전달계수의 측정값과 예측값을 예측값 기준으로 아래의 식으로 오차를 계산하였다.

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

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

여기서 N은 측정된 데이터의 개수, h_{exp} 는 실험으로 측정된 국소 열전달 계수, h_{cal} 는 상관식으로 계산한 국소 열전달계수이다.

Table 3.2.4.2 ~ Table 3.2.4.4는 내경 11. 48mm관내 CO₂의 열전달계수를 타 상관식과 비교하여 평균오차와 절대 평균오차를 나타낸 것이다. Table 3.2.4.2는 질량유속 200 kg/m²s, 포화온도 -40℃, 열유속 30 kW/m²의 조건에서 실험값과 기존 상관식을 비교한 표이다. 표에서 알 수 있듯이 Kandlikar의 상관식이 절대 평균오차율이 19.36%로 가장 잘 예측하고 있으며, Gungor-Winterton의 상관식이 절대 평균오차율 35.772%로 가장 오차율이 크게 나타났다. Table 3.2.4.3은 질량유속 300 kg/m²s, 포화온도 -30℃, 열유속 30 kW/m²의 조건에서 실험값과 기존 상관식을 비교한 표이다. 표에서 알 수 있듯이 Yoon의 상관식이 절대 평균오차율이 21.19%로 가장 잘 예측하고 있으며, Gungor-Winterton의 상관식이 절대 평균오차율 30.86%로 가장 오차율이 크게 나타났다. Table 3.2.4.4는 질량유속 300 kg/m²s, 포화온도 -40℃, 열유속 20 kW/m²의 조건에서 실험값과 기존 상관식을 비교한 표이다. 표에서 알 수 있듯이 Yoon의 상관식이 절대 평균오차율이 16.09%로 가장 잘 예측하고 있으며, Kenning-Cooper의 상관식이 절대 평균오차율 22.94%로 가장 오차율이 크게 나타났다.

Yoon의 상관식은 임계건도에 의해 임계건도 이전의 상관식과 임계건도 이후의 상관식으로 구분하여 제시하였으며, 임계건도 이후의 열전달 상관식은 CO₂의 증발과정이 일어나는 시험부의 단면에 대하여 액막이 존재하는 부분과 상부의 액막이 깨져 직접 기상이 접촉하는 부분을 함께 고려하여 상관식을 개발하였기 때문에 타 상관식에 비하여 비교적 정확한 열전달계수를 예측할 수 있는 것으로 판단되며, Kandlikar의 상관식은 억제 변수 S를 제안하면서 강제 대류 효과가 증대하면 열경계층의 두께의 감소로 인하여 핵비등은 강하게 억제된다는 사실을 상관식에 반영하였기 때문에 강제 대류비등이 활발한 실험값에서 다소 낮은 오차율을 보이는 것으로 판단

된다.

반면에, Gungor-Winterton과 Kenning-Cooper의 상관식은 오차율이 큰 것을 알 수 있다. Gungor-Winterton의 상관식은 건도 증가에 따른 핵비등의 감소를 표시하는 억제 계수와 대류비등의 영향 증가를 고려하기 위한 향상계수를 도입하여 기존의 열전달 계수 실험식의 기본 형태는 유지하면서 실험 데이터와의 오차를 줄이는 식을 제안하기는 했지만, 실험 데이터를 기반으로 한 실험 상수를 도입하였기 때문에 적용 범위를 벗어나면 높은 오차율을 나타내는 단점이 있기 때문으로 판단되며, Kenning-Cooper의 상관식은 Chen의 상관식을 기반으로 하지 않았으며, 액단상만을 고려한 열전달계수 상관식을 제안하였기 때문에 오차율이 다소 크게 나타난 것으로 판단된다.

Fig 3.2.4.4는 실험값과 기존 상관식을 비교한 그래프이다. 그림에서 알 수 있듯이 Gungor-Winterton, Chen, Kenning-Cooper의 상관식은 실험값에 비해 다소 과대평가된 것을 알 수 있으며 Yoon, Kandlikar의 상관식은 실험값에 비해 다소 과소 평가된 것을 알 수 있다. 하지만, 대부분의 상관식이 15%가 넘는 오차율을 보이고 있어서 10% 미만의 증발열전달의 새로운 상관식의 개발이 필요하다.

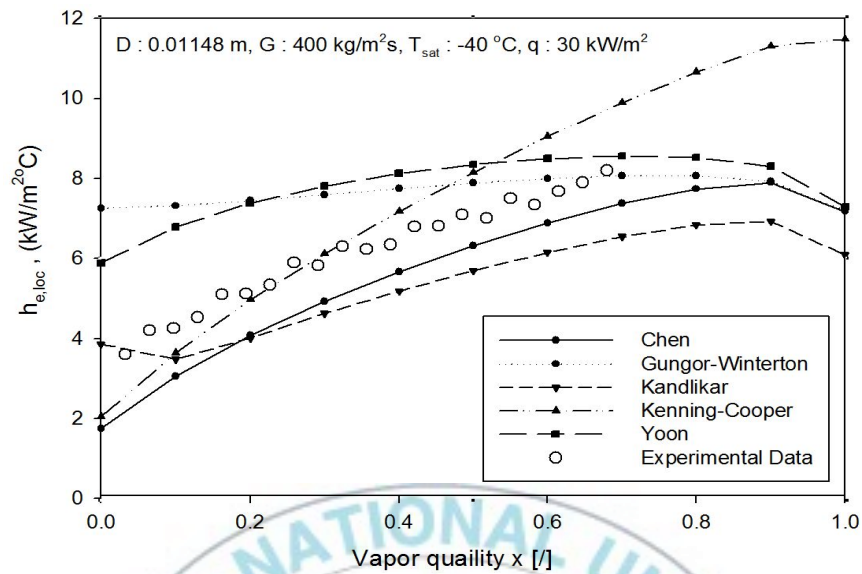


Fig 3.2.4.1 Comparison of experimental data with the calculated heat transfer coefficients using existing correlations

D: 0.01148 m, G: 200 kg/m²s, T_{sat} : -40 °C, q: 30 kW/m²

Table 3.2.4.2 The comparisons between calculated and experimental heat transfer coefficients in the evaporator of inner diameter tube of 11.1 mm

Authors	Chen	Gungor - Winterton	Kandlikar	Kenning - Cooper	Yoon
Deviation					
Average deviation (%)	31.05	-35.72	19.36	7.573	-22.2
Absolute mean deviation (%)	31.05	35.772	19.36	26.04	24.26

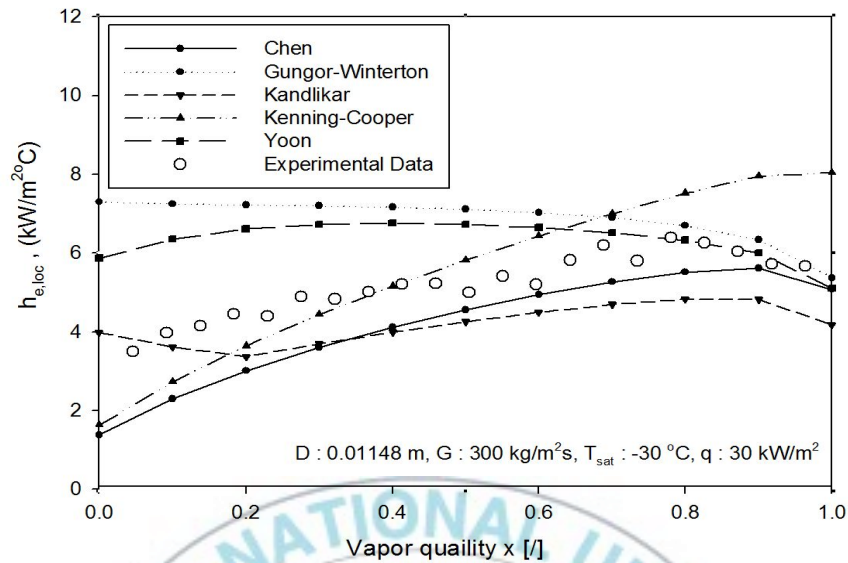


Fig 3.2.4.2 Comparison of experimental data with the calculated heat transfer coefficients using existing correlations

D: 0.01148 m, G: 300 kg/m²s, T_{sat} : -30 °C, q: 30 kW/m²

Table 3.2.4.3 The comparisons between calculated and experimental heat transfer coefficients in the evaporator of inner diameter tube of 11.1 mm

Authors Deviation	Chen	Gungor - Winterton	Kandlikar	Kenning - Cooper	Yoon
Average deviation (%)	25.71	-30.27	22.21	1.65	-19.31
Absolute mean deviation (%)	25.71	30.86	22.21	23.88	21.19

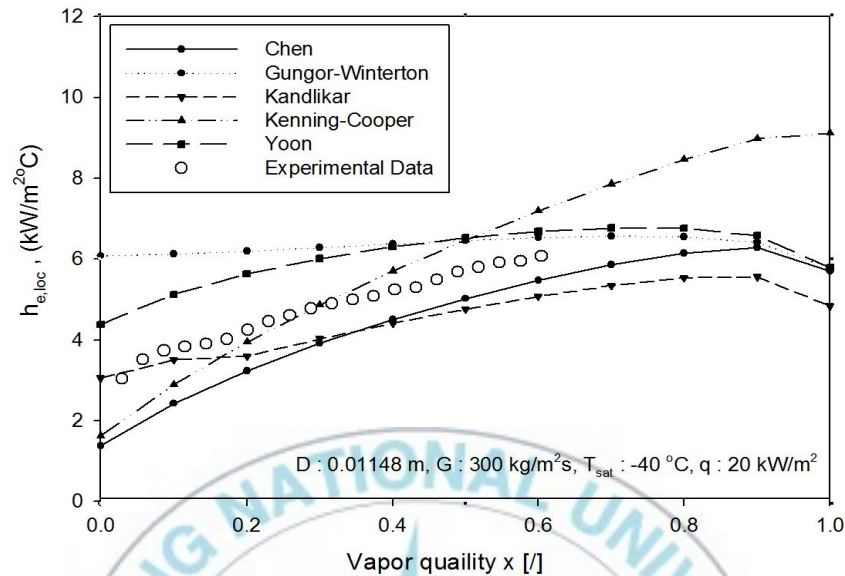


Fig 3.2.4.3 Comparison of experimental data with the calculated heat transfer coefficients using existing correlations

D: 0.01148 m, G: 300 kg/m²s, T_{sat}: -40 °C, q: 20 kW/m²

Table 3.2.4.4 The comparisons between calculated and experimental heat transfer coefficients in the evaporator of inner diameter tube of 11.1 mm

Authors Deviation	Chen	Gungor - Winterton	Kandlikar	Kenning - Cooper	Yoon
Average deviation (%)	20.43	-19.85	17.44	-5.74	-12.28
Absolute mean deviation (%)	20.43	22.50	17.44	22.94	16.09

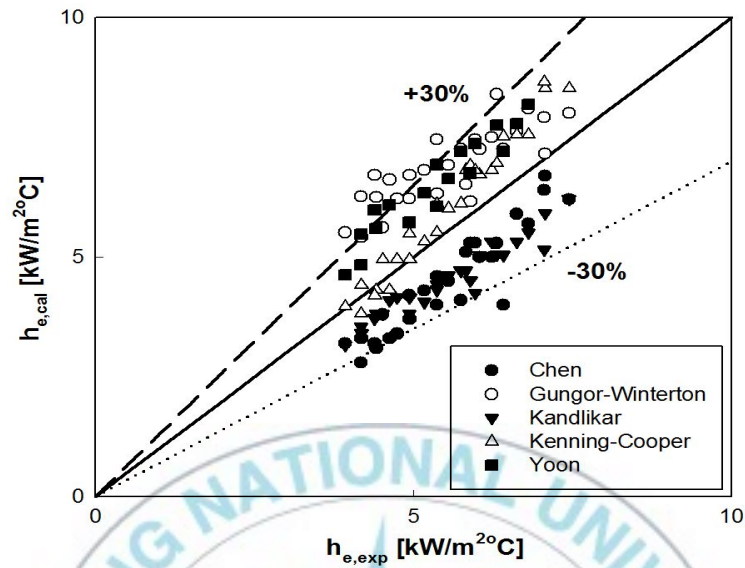


Fig 3.2.4.4 Comparison of experimental data with the calculated heat transfer coefficients using existing correlations

Table. 3.2.4.1 Correlations for evaporation heat transfer of several researchers

Researcher	Correlation
Chan(1963)	$h_{tp} = S \cdot h_{sb} + F \cdot h_{nb}$ (16)
Gungor-Winterton	$h_{tp} = E h_{nb} + S h_p$ (17)
Kandlikar	$h_{NBD} = (0.6683 Co^{-0.2} + 1058 Bo^{0.7} Fr_l) h_l$ (18)
	$h_{CBD} = (1.1360 Co^{-0.9} + 667.2 Bo^{0.7} Fr_l) h_l$ (19)
Kenning-Cooper	$h_{tp} = (1 + 1.8 X_{tt}^{-0.87}) h_{sp}$ (20)
Yoon	$h_{tp} = [(S \cdot h_{nb})^2 + (E \cdot h_l)^2]^{1/2}$ (21)

3.2.5 상관식 제안

본 실험에서 구한 열전달 계수의 정성적 변화를 가장 잘 반영하는 열전달 상관식은 Chen과 Shah의 상관식으로 판단된다. Shah는 핵비등의 영향을 포함하므로 실험 자료와 비교적 잘 일치하나 실험결과를 정리하여 함수적으로 표현한 것이어서, 새로운 실험 조건에 대한 결과에 확대하여 적용하기에는 정확도가 떨어지며, 이론 또는 실험에 의한 검증이 필요하다. 반면에 Chen의 식은 증발열전달계수의 정성적인 변화를 잘 예측하고, 고건도 지역, 대류비등의 영향이 강하게 나타나는 영역의 실험자료를 잘 예측할 수 있는 것으로 판단된다. Chen의 2상유동 열전달 상관식은 다음과 같이 표현된다.

$$h_{tp} = S \cdot h_{NcB} + F \cdot h_{conv} \quad (22)$$

먼저 강제 대류비등항에 대해서 살펴보기로 한다. F인자는 2상 유동에 의한 열전달의 향상 정도를 의미한다. h_{tp} 는 2상 유동 열전달 계수를 뜻하며, h_{conv} 는 주어진 건도에 해당하는 액상의 단상유동 열전달계수에 해당하는 값이다. Martinelli 파라미터 X_{tt} 는 2상 유동에서 액상과 기상의 압력강하의 비로 표시할 수 있으며 그 역수는 건도와 밀접하게 연관된다. F는 Sin⁽²³⁾의 문헌을 참고하여 다음과 같이 나타낸다.

$$F = 1 + c_1 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{c_2} \quad (23)$$

이는 증발과정 전 영역에 걸쳐 강제대류 열전달만을 고려하였을 때 열전달 계수를 일반적으로 나타낸 값이다. 하지만, 실험결과 저건도 영역에서는 핵비등의 영향이 강하게 나타나며, 이러한 영향을 고려한 상관식이 보다 넓은 건도 영역에서 열전달 계수를 예측할 수 있다고 판단된다. 핵비등(nucleate boiling)의 영향을 고려하기 위하여 boiling수(Bo)를 도입하였다.

이 boiling수는 전열면에서 증발하는 질량유속과 유동방향으로의 질량유속의 비(또는 전열면에서의 열유속과 유동방향을 통한 잠열유속의 비)를 의미하며, 이 수가 클수록 열전달계수가 커진다고 알려져 있다. S인자를 계산하기 위하여 $\text{Sin}^{(24)}$ 의 문헌을 참고하여 아래와 같이 나타내었다.

$$S = a_0 X_{tt}^{a_1} \text{Bo}^{a_2} \quad (24)$$

최종적인 열전달계수의 상관식을 핵비등과 강제 대류비등에 의한 효과의 합으로 다음과 같이 표현하였다.

$$h_{tp} = [a_0 X_{tt}^{a_1} \text{Bo}^{a_2}] \cdot h_{NCB} + \left[1 + c_1 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{c_2} \right] \cdot h_{conv} \quad (25)$$

실험값과 계산값간의 절대 평균오차를 최소화하는 과정을 통하여 a_0 , a_1 , a_2 , c_1 , c_2 는 각각 0.046456, 0.1613, -0.18754, 2.037255, 0.74848로 정해졌다. 즉, 아래와 같은 상관식을 도출할 수 있다.

$$h_{tp} = [0.046 X_{tt}^{0.161} \text{Bo}^{-0.188}] \cdot h_{NCB} + \left[1 + 2.037 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.748} \right] \cdot h_{conv} \quad (26)$$

Fig 3.2.5.1은 식 (41)에 의한 계산값과 실험값을 비교하여 나타내었다. 실험값을 기준으로 약 ± 30 범위내에서 예측할 수 있으며 분산이 상대적으로 적음을 볼 수 있다. 실험오차를 감안할 때 열전달 계수 예측이 비교적 잘 이루어진다고 볼 수 있다. Table 3.1.5.1은 평균오차와 절대평균오차를 건도에 따라 나타낸 것이다. Table 3.1.5.1에서 알 수 있듯이 고건도 영역(건도 0.9)이상에서 오차값이 30.9%로 잘 일치하지 않음을 알 수 있다.

그 이유는 전체적인 실험값이 고건도 영역까지 실험을 하지 않았기 때문에 고건도 영역에 대해서는 정확한 실험값이 많이 부족하기 때문으로 판단된다. 반면에 전체적인 오차율은 8.65%로 상당히 정확한 상관식임을 알 수 있다.

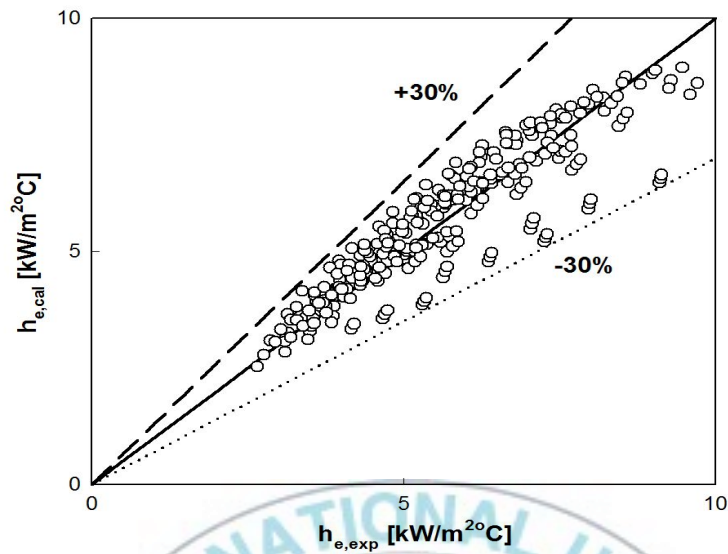


Fig 3.2.5.1 Comparison of experimental data with the calculated heat transfer coefficients using developed correlations

Table 3.2.5.1 Coefficients and exponents for new proposed correlations in a horizontal of inner diameter tube of 11.48 mm

Quality	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	Average (%)
Deviation												
Average deviation (%)	6.0	5.5	7.9	7.5	6.6	5.3	3.6	1.2	-2.3	-8.3	-30.9	0.2
Absolute mean deviation (%)	8.4	7.8	8.3	7.8	6.9	5.6	4.2	3.3	3.7	8.3	30.9	8.65

3.3 증발 압력강하

증발기 내에서의 압력강하를 정확하게 예측하는 것은 전열상태 예측뿐만 아니라 각 기기의 실제적인 작동상태를 평가하기 위해서, 또는 압축기, 펌프, 팬등을 선정하기 위한 최적설계를 위해서 필수적이다. 그리고, 냉동, 공조장치에서 CO₂를 작동유체로 하는 증발기를 설계하는데 압력강하에 관한 데이터는 필수적이고, 관내 이상류 마찰 압력강하 특성을 규명하는 것은 CO₂용 증발기를 설계하는 경우에 있어서 압력강하를 예측하는데 하나의 자료가 될 수 있다. 그래서 많은 연구자들에 의해서 관내 이상류의 압력강하에 대한 연구가 수행되었고, 다수의 실험식이 제안되었다.

3.3.1 CO₂ 냉매의 증발 압력강하 특성

Fig 3.3.1.1 ~ Fig 3.3.1.3은 실험을 통해 얻어진 CO₂ 냉매의 마찰압력강하를 각 조건에 의해서 나타낸 것이다. Fig 3.3.1.1은 질량유속의 변화에 따른 마찰압력강하를 나타낸 그림이다. Fig 3.3.1.1에서 알 수 있듯이 질량유속이 증가할수록 마찰압력강하는 증가한다. 질량유속이 200 kg/m²s의 경우 평균 마찰압력강하의 값은 4.174 kPa/m이며, 질량유속이 400 kg/m²s인 경우의 평균 마찰 압력강하의 값은 14.04 kPa/m로 336% 증가하였다. 이는 전체적인 냉매 유속이 증가함에 따라 벽면에서의 마찰 전단력이 증가하기 때문으로 판단된다. Fig 3.3.1.2는 포화온도의 변화에 따른 마찰압력강하를 나타낸 그림이다. Fig 3.3.1.2에서 알 수 있듯이 포화온도가 감소할수록 마찰압력강하는 증가한다. 포화온도가 -30℃의 경우 평균 마찰압력강하의 값은 6.03 kPa/m이며, 포화온도가 -50℃인 경우의 평균 마찰 압력강하의 값은 12.17 kPa/m로 201% 증가하였다. 이는 냉매의 포화온도가 낮아질수록 CO₂의 점성계수비와 밀도비가 증가하기 때문이다. Table 3.3.1.1와

Table 3.3.1.2에서 알 수 있듯이 액체의 점성계수와 밀도는 포화온도가 감소함에 따라 증가하지만, 기체의 점성계수와 밀도는 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 냉매가 증발할 동안 액상 유속은 저하하는데 기상유속은 증가하므로써 난류가 촉진될 뿐만 아니라 유동양식을 변화시키므로 압력강하를 증가시키고, 이 압력강하는 포화온도가 저하할수록 더 증가하게 된다. 따라서 관내 냉매의 마찰압력 및 가속압력이 증가하므로써 압력강하는 더 증가하게 된다.⁽¹³⁾ Fig 3.3.1.3은 열유속의 변화에 따른 마찰압력강하를 나타낸 그림이다. Fig 3.3.1.3에서 알 수 있듯이 열유속이 증가할 경우에 마찰압력강하가 증가한다. 열유속이 20 kW/m²의 경우 평균 마찰압력강하의 값은 8.4715 kPa/m이며, 열유속이 40 kg/m²s인 경우의 평균 마찰 압력강하의 값은 8.48 kPa/m로 0.1% 증가하였다. 이는 열유속이 증가할수록 기포의 발생빈도가 증가하여 내부의 유동이 난류유동으로 변하기 때문에 마찰압력강하가 증가한다. 하지만, 다른 변수에 비하여 그 영향이 적으며, 압력강하에는 거의 영향이 없는 것으로 판단된다.

Table 3.3.1.1 Variation of properties(liquid viscosity, vapor viscosity, viscoisty ratio) with respect to different saturation temperature

$T_e[^\circ\text{C}]$	$\mu_l[\text{kg} \cdot \text{m}/\text{s}^2]$	$\mu_v[\text{kg} \cdot \text{m}/\text{s}^2]$	$\frac{\mu_l}{\mu_v} []$
-30	0.0001694	0.00001245	13.60
-40	0.0001979	0.00001186	16.68
-50	0.0002321	0.0000113	20.53

Table 3.3.1.2 Variation of properties(liquid density, vapor density, density ratio) with respect to different saturation temperature

$T_e [^{\circ}\text{C}]$	$\rho_l [\text{kg}/\text{m}^3]$	$\rho_v [\text{kg}/\text{m}^3]$	$\frac{\rho_l}{\rho_v} []$
-30	1076	37.1	29
-40	1117	26.1	42.74
-50	1155	17.92	64.42

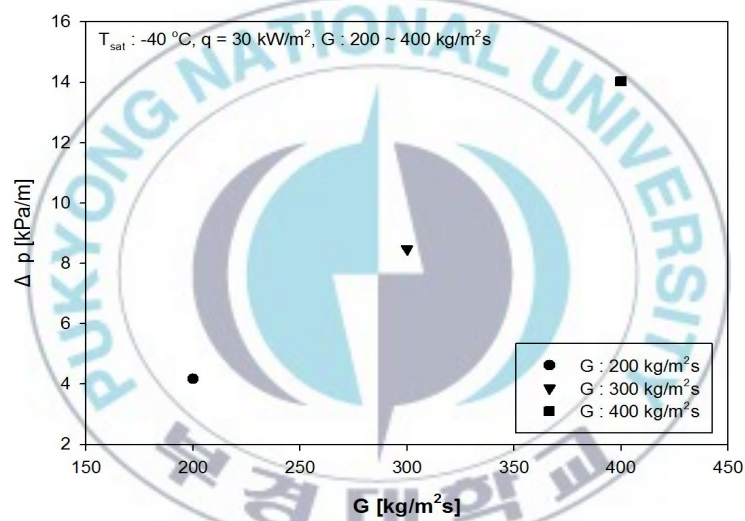


Fig 3.3.1.1 Variation of pressure drop with respect to different mass fluxes in the evaporator of inner diameter tube of 11.48mm

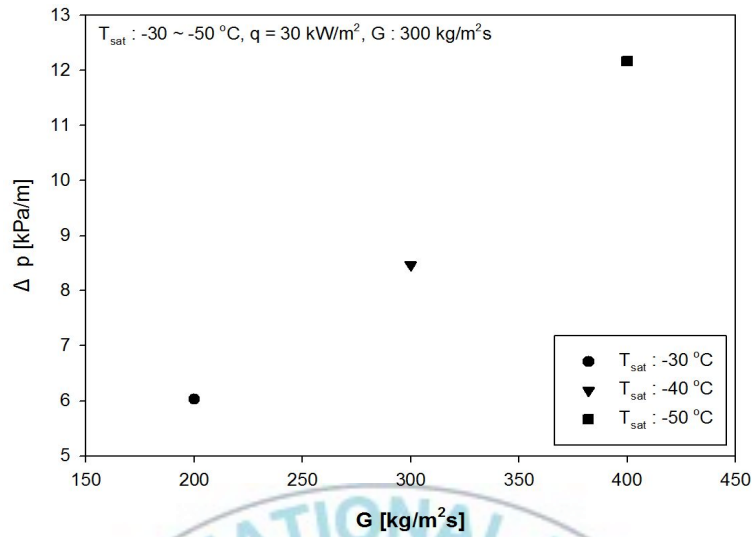


Fig 3.3.1.2 Variation of pressure drop with respect to different saturation temperature in the evaporator of inner diameter tube of 11.48mm

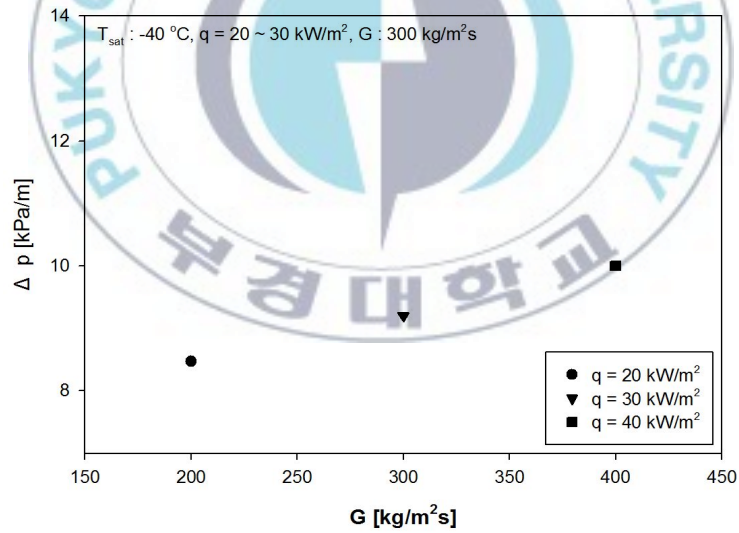


Fig 3.3.1.3 Variation of pressure drop with respect to different heat flux in the evaporator of inner diameter tube of 11.48mm

3.3.2 실험 데이터와 기존 상관식 비교

수평관내에서 압력강하의 대부분을 차지하는 마찰 압력강하를 예측하기 위한 예측식의 기본 모델은 크게 액상과 기상의 속도가 동일하다고 가정하는 균질류 모델(homogeneous model)과 기상과 액상을 구분하는 분리류 모델(separate model)이 있다. 균질류 모델에는 Pierre가 있고, 분리류 모델에는 Martinelli-Nelson, Lockhart-Martinelli, Baroczy, Chisholm(1968), Chisholm(1983), Reddy, Jung등의 상관식이 있다. 일반적으로 증발 및 응축과 같은 상변화를 동반하는 경우에는 분리류 모델을 사용하고 있다. 증발기의 설계시 냉매의 마찰 압력강하를 정확히 예측하기 위한 상관식들은 많으나 본 실험에 가장 유용하다고 생각되는 예측식에는 Chisholm⁽²⁵⁾, Friedel⁽²⁶⁾⁽²⁷⁾, Jung⁽²⁸⁾, Gronnerud⁽²⁹⁾, Lockhart-Martinelli, Muller_Steinhagen-Heck등이 있다. 이들 상관식들과 증발 데이터를 비교, 검토하고 그 적용 가능성에 대해서 고찰하였다. Table 3.3.2.1은 여러 연구자들에 대한 마찰 압력강하 상관식을 간단하게 표로 나타낸 것이다.

증발기내에서 측정한 마찰 압력강하(P_{exp})와 상관식으로 예측한 마찰 압력강하(P_{cal})를 비교하는 방법에는 정성적인 방법과 정량적인 방법이 있으며, 정량적인 방법으로는 식(27)로 표현되는 평균 오차(average deviation, σ_{avg}), 식(28)로 표현되는 절대 평균오차(absolute mean deviation, σ_{abs})가 있다. 따라서, 열전달계수의 측정값과 예측값을 예측값 기준으로 아래의 식으로 오차를 계산하였다.

$$\sigma_{avg} = \frac{1}{N} \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{P_{cal,i} - P_{exp,i}}{P_{exp,i}} \right) \right] \times 100 \quad (27)$$

$$\sigma_{abs} = \frac{1}{N} \left[\sum_{i=1}^N \left| \frac{P_{cal,i} - P_{exp,i}}{P_{exp,i}} \right| \right] \times 100 \quad (28)$$

여기서 N 은 측정된 데이터의 개수, P_{exp} 는 실험으로 측정된 마찰 압력강하, P_{cal} 는 상관식으로 계산한 마찰 압력강하이다.

Fig 3.3.2.1은 내경 11.48mm 관내에서 실험으로 측정된 CO_2 의 전체 압력강하와 앞에서 언급한 Chisholm, Friedel, Jung, Gronnerud, Lockhart-Martinelli, Muller-Steinhagen-Heck의 상관식으로 예측한 압력강하를 비교하였다. 그림에서 알 수 있듯이 Friedel, Muller-Steinhagen-Heck, Gronnerud의 상관식은 실험값보다 높게 나타났으며 Chisholm, Lockhart-Martinelli, Jung등의 상관식은 실험값보다 낮게 나타났다. Lockhart-Martinelli의 상관식이 모든 조건에서 실험값과 가장 유사한 값을 보였으며 Gronnerud의 상관식이 가장 높은 오차율을 나타내었다. Fig 3.3.2.2는 실험값과 상관식을 모든 조건에 대하여 비교한 그래프이다. 그래프에서 보는 바와 같이 전체적으로 실험값과 큰 차이가 없는 것을 확인할 수 있다.

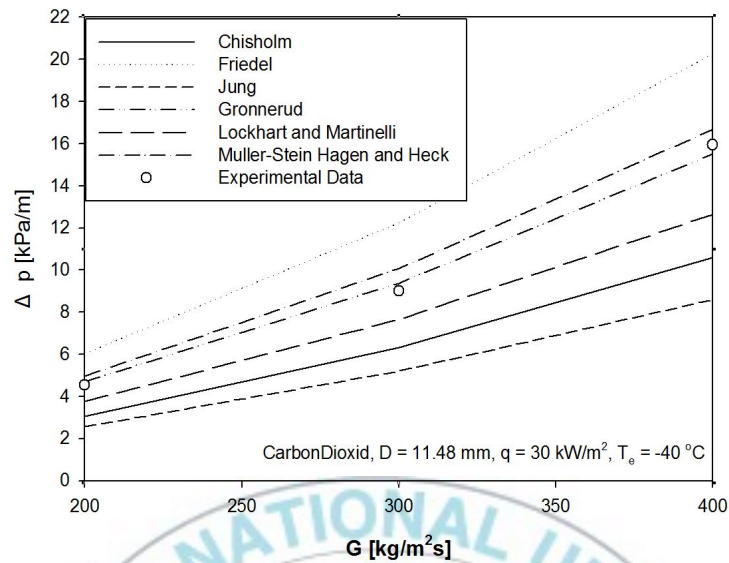


Fig 3.3.2.1 Comparison of the experimental pressure drop with those predicted by variation correlation in the evaporator of inner diameter tube of 11.48 mm

Table 3.3.2.3 The comparisons between calculated and experimental pressure drop in the evaporator of inner diameter tube of 11.48 mm at saturation temperature -30°C

Authors Deviation	Chisholm	Gronnerud	Friedel	Lockhart and Martinelli	Muller-St ein Hagen and Heck	Jung
Average deviation (%)	-0.70	-30.53	-8.99	0.06	20.40	-29.10
Absolute mean deviation (%)	0.70	30.53	8.99	0.06	20.40	29.10

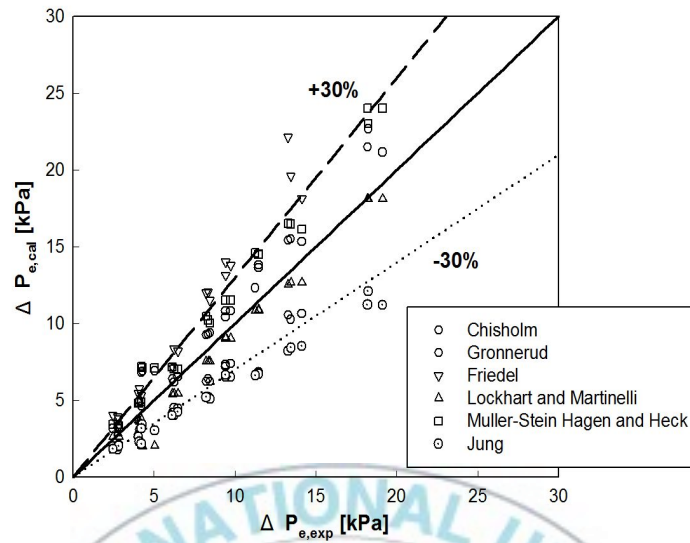


Fig 3.3.2.2 Comparison between measured and calculated frictional pressure drop

Table. 3.3.2.1 Correlations for pressure drop of several researchers

Researcher	Correlation
Chisholm	$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f \approx \left(\frac{dP}{dz}\right)_{lo} \Phi_{lo}^2$ (29)
Friedel	$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{lo} \Phi_{lo}^2 = f_{lo} \frac{G_{re}^2}{2\rho_l d_i} \Phi_{lo}^2$ (30)
Jung	$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \Phi_{lo}^2 \cdot \left(\frac{dP}{dz}\right)_{lo}$ (31)
Gronnerud	$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \Phi_{gd}^2 \cdot \left(\frac{dP}{dz}\right)_l$ (32)
Lockhart–Martinelli	$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \Phi_{Ltt}^2 \cdot \left(\frac{dP}{dz}\right)_l$ (33)
	$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \Phi_{Vtt}^2 \cdot \left(\frac{dP}{dz}\right)_v$ (34)
Muller_Steinhagen–Heck	$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = G' \cdot (1-x)^{1/3} + Bx^3$ (35)

제 4 장 결 론

본 연구에서 11.48 mm 수평관내 CO₂ 냉매의 증발 열전달 및 압력강하 특성에 대해 실험을 통해 얻은 결과를 항목별로 요약하면 다음과 같다.

(1) CO₂ 냉매의 경우 질량유속이 증가할수록 증발 열전달 계수가 증가하였다. 이는 질량유속이 빨라질수록 액막과 기상흐름 사이의 전단력이 커져 액적의 이탈이 활발하게 이루어지기 때문으로 판단되며, 레이놀스수의 증가로 인해 강제 대류비등의 영향이 커지기 때문으로 판단된다.

(2) 포화온도가 감소할수록 증발 열전달 계수가 증가함을 알 수 있다. 이는 포화온도가 감소할수록 냉매 액상의 열전도도가 증가하게 되어 냉매 액막의 열저항을 감소시키고 결과적으로 냉매의 증발 열전달 계수가 증가하는 것으로 판단되며, 다른 이유로는 포화온도가 증가할수록 밀도비가 증가하게 되며 그로인해 기상과 액상의 속도비가 작아져 열전달계수가 감소하게 된다.

(3) 열유속이 증가할수록 증발 열전달 계수가 증가함을 알 수 있었다. 이는 -40℃에서의 CO₂ 냉매의 액상에 대한 기상의 비체적비가 크기 때문에 각 상간에 속도차가 커져 액막이 얇은 환상 유동으로의 천이가 쉽고 또한 상대적으로 높은 표면장력으로 인해 핵발생이 어려워지기 때문이다.

(4) 내경 11.48 mm 수평관내 CO₂의 증발열전달에 대한 실험결과를 기존의 상관식들과 비교한 결과 Kandlikar, Yoon의 상관식이 좋은 일치를 보였다.

(5) 질량유속이 증가할수록 마찰 압력강하가 증가하였다. 이는 전체적인 냉매 유속이 증가함에 따라 벽면에서의 마찰 전단력이 증가하기 때문으로 판단된다.

(6) 포화온도가 증가할수록 마찰 압력강하가 감소하였다. 이는 포화온도가 감소할수록 액상 유속은 저하하는데 기상유속은 증가하므로써 난류가 촉진될 뿐만 아니라 유동양식을 변화시키므로 압력강하를 증가시키고, 이 압력강하는 포화온도가 저하할수록 더 증가하게 된다. 따라서 관내 냉매의 마찰압력 및 가속압력이 증가하므로써 압력강하는 더 증가하게 된다.

(7) 열유속이 증가할수록 마찰 압력강하가 증가하였다. 이는 열유속이 증가할수록 기포의 발생빈도가 증가하여 내부의 유동이 난류유동으로 변하기 때문으로 판단된다. 하지만, 다른 변수에 비하여 그 영향이 적으로 압력강하에는 거의 영향이 없는 것으로 판단된다.

(8) 내경 11.48 mm 수평관내 CO₂의 압력강하에 대한 실험결과를 기존의 상관식들과 비교한 결과 Gronnerud의 상관식이 가장 좋은 일치를 보였다.

(9) 증발열전달에 대하여 Sin⁽²³⁾⁽²⁴⁾의 논문을 참고하여 아래와 같은 상관식을 제안하였다.

$$h_{tp} = \left[0.046 X_{tt}^{0.161} Bo^{-0.188} \right] \cdot h_{NCB} + \left[1 + 2.037 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.748} \right] \cdot h_{conv} \quad (26)$$

위 식은 평균오차 0.2%, 절대평균오차 8.65%로 상당히 정확한 상관식임을 알 수 있다.

CO₂냉매의 저온(-30℃ ~ -50℃)영역에서 증발열전달과 압력강하에 대해서 실험한 결과 알게된 중요한 사실은 건도 0.3 부근에서 환상류로 천이가 일어난다는 것과 핵비등보다 강제 대류비등의 영향이 상당히 크다는 것을 알 수 있었다. 뿐만 아니라, 포화온도가 증가할수록 열전달계수가 증가하는것이 일반적인 사실이었으나 연구 결과 이는 핵비등이 지배적인 관내 유동에서 일어나는 현상이었으며, 본 연구처럼 강제 대류비등이 지배적인 관내 유동에서는 포화온도가 증가할수록 열전달 계수가 감소하는 것을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- [1] Xiumin Zhao, P. K. Bansal, Flow boiling heat transfer characteristics of CO₂ low temperatures, International Journal of Refrigeration 30, 2007, pp. 937 - 945.
- [2] C. Y. Park, P. S. Hrnjak, Flow boiling heat transfer of CO₂ at low temperatures in horizontal tube, J. Heat transfer 127(2005) 1305 - 1312.
- [3] 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.
- [4] Steiner D, VDI-Warmeatlas (VDI Heat Atlas), Verein Deutscher Ingenieuer, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik and Chemieingenieurwesen (GCV), Dusseldorf, 1993. Chapter Hbb.
- [5] Melkamu A, Woldesemayat, Afshin J, Ghajar, Comparison of void fraction correlations for different flow patterns in horizontal and upward inclined pipes, International Journal of Multiphase Flow 33, 2007, pp 347-370.
- [6] Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing Uncertainties in Single Sample Experiments, Mechanical Engineering, Vol. 75, No. 1, pp. 3 ~ 12.
- [7] Han, J. U., Kim, S. J., Jung, D. S., Kim, Y. L., Flow Boiling Heat Transfer Characteristics of R22 Alternative Refrigerants in a Horizontal Smooth Tube, 설비공략 논문집, 제 13권, 제 4호, 2001, pp. 242~251.
- [8] Kew, P. A. and Cornwell, K., 1997, Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels, Applied Thermal Engineering, Vol. 17, 8~10, pp 705-715.
- [9] Wambshanss, M. W., France, D. M., Jendrzeczyk, J. A., and Tran, T. N., 1993, Boiling heat transfer in a horizontal small-diameter tube, Journal of Heat Transfer, Vol. 115, pp. 963-975.
- [10] Choi, K. I., Pamitran, A. S., Oh, C. Y., and Oh, J. T., 2007, Boiling heat transfer of R22, R134a, and CO₂ in horizontal smooth mini-channels, Int J Refrigeration, Vol. 20, pp. 1336-1346.
- [11] Pettersen, J., 2004, Flow vaporization of CO₂ in micro-channels tubes, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 28, pp. 111-121.
- [12] Yun, R., Kim, Y., and Kim, M. S., 2005, Convective boiling heat transfer

- characteristics of CO₂ in microchannels, *Int J Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 235-242.
- [18] Choi, K. I., Pamitran, A. S., Oh, J. T., and Saito, K., 2009, Pressure drop and heat transfer during two-phase flow vaporization of propane in horizontal smooth minichannels, *Int J Refrigeration*, Vol. 32, No. %, pp. 1336-1346.
- [13] Choi, K. L. and Oh, J. T., Boiling Heat Transfer Ammonia inside Horizontal Smooth Small Tube, *Air-Conditioning and Ref. Eng.* 2013. 2, pp. 25(2).
- [14] Zhao. X., Bansal. P., Experimental investigation on flow boiling heat transfer of CO₂ at low temperatures, *heat transfer engineering*, 30(1-2), 2009, pp. 2-11.
- [15] Hrnjak, "CO₂ and R410A Flow boiling heat transfer and pressure drop at low temperatures in a horizontal smooth tube", *International journal of refrigeration* 30, 2007, pp. 166-178.
- [16] Oh. H. Y., Jo. H., Son. C. H., Jeon. M. J., Yi. B., Evaporation heat transfer characteristics of carbon dioxide at low temperature of -30°C ~ -50°C, 대한설비공학회 2013 하계학술발표대회 논문집, pp. 17-20.
- [17] Lim, T. W., Han, K. L., A Study on Heat Transfer Characteristics in Flow Boiling of Pour Refrigerants and Their Mixtures in Horizontal Tube, 설비공학 논문집, 제 15권, 제 2호, 2003, pp. 144-151.
- [18] Chen, J. C., 1966, Correlation for Boiling Heat Transfer to saturated Fluids in Convective Flow, *I.E.C. Proc.Dev.*, Vol.5, pp.322~329.
- [19] Liu, Z. and Winterton, R. H. S., 1991, 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*, Vol. 34, No. 1, pp. 2759 ~ 2766.
- [20] Kandlikar, S. G., 1990, "A gengeral correlation for saturated two-phase flow boiling horizontal and vertical tubes", *Trans. ASME*, Vol. 112, pp. 219 ~ 228.
- [21] Kenning, D.B.R., Cooper, M.G. (1989). Saturated flow boiling of water in vertical tubes. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 32, 445-458.
- [22] 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.
- [23] 신지영, 김동섭, 노승탁, 수평원관내에서 R22/R142b 혼합냉매의 증발과정 열전달에 관한 연구, 대한설비공학회문헌 제 17권 4호, pp. 971 ~ 979, 1993.
- [24] 신지영, 김민수, 노승탁, 순수 및 혼합냉매의 유동증발 열전달 상관식, 공기조화 • 냉동공학 논문집 제 8권 2호, pp. 254 ~ 266, 1996.
- [25] Chisholm, D., 1968m A systematic correlation for two-phase pressure drop, Chemical Engineering Progress Symposium Series, Vol. 62, No. 64, pp. 232~249.
- [26] Thome, J. R., 1994, "Convective boiling and condensation", Oxford Science Pub.
- [27] Friedel, L., 1979, Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow, European Two-phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, Paper E2, June.
- [28] Jung, D. S, McLinden, M., Randermacher, R., and Didion, D., 1989, "A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 32, No. 9, pp. 1751~1764.
- [29] Gronnerud R. Investigation of liquid hold-up, flow resistance and heat transfer in circulation type evaporators. part 4: two-phase flow resistance in boiling refrigerants. Annexe 1972. Bull. de l'Inst. de Froid.

감사의 글

먼저 수준 높은 수업을 통하여 생각하는 방법을 깨닫게 해주신 오후규 지도 교수님께 진심으로 감사드립니다. 또한 바쁜 업무 중에서도 본 논문을 지도해 주시고, 유익한 조언을 해주신 부경대학교 냉동공조공학과와 김종수 교수님, 금종수 교수님, 최광환 교수님, 윤정인 교수님, 김은필 교수님께 깊은 감사를 드립니다. 그리고 항상 모범이 되어주시고 본 논문이 있기까지 시종일관 지도를 해주신 손창효 교수님께 깊은 감사를 드립니다.

본 논문이 완성되기까지 아낌없는 도움을 주신 전남대의 오종택 교수님, 박기원 교수님, 동명대의 구학근 교수님, 노건상 교수님, 정영록 사장님, 이동건 사장님, 이진국 사장님 그리고 ORE 회원여러분께 감사드립니다.

또한, 석사 과정동안 곁에서 많은 도움을 주신 전민주 선배님, 이문빈 선배님 등 냉동공학과 선배님들에게도 감사의 말을 올립니다.

지난 2년 동안의 석사생활을 생각해 보면 아쉬운 부분이 많습니다. 개인적으로 2년이라는 시간이 더 주어졌지만 현실의 편안함에 안주하고 타협하며 자신을 합리화하지는 않았는지 반성하게 됩니다. 하지만 몸 건강히 사고 없이 무사히 졸업할 수 있게 된 부분에 감사하며, 앞으로 사회의 더 큰 책임을 가지게 될 저이기에 주어진 삶에 감사하게 생각합니다.

그리고 마지막으로 인생의 선배로서 진심어린 조언과 교만해지지 않게 항상 충고를 아끼시지 않는 아버지, 항상 따뜻한 말과 행동으로 힘이 되어주시는 어머니에게 이 작은 결실을 바칩니다.