



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

4mm 수평관 내 HFO-1234yf 응축열전달 및
압력강하



부경대학교 대학원

냉동공조공학과

이 상 우

공학석사 학위논문

4mm 수평관 내 HFO-1234yf 응축열전달 및 압력강하

지도교수 손 창 효

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2021년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

이 상 우

이상우의 공학석사 학위논문을 인준함

2021년 2월 19일



위원장 공학박사

윤정인 (인)

위원 공학박사

김은필 (인)

위원 공학박사

손창효 (인)

목 차

TABLE OF CONTENTS	i
ABSTRACT	iv
LIST OF FIGURES	vi
LIST OF TABLES	vi
NOMENCLATURES	viii
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 종래 연구	4
1.3 논문의 목적 및 요약	11
제 2 장 이론적 배경	12
2.1 HFC-134a의 대체 냉매	12
2.1.1 HFC-152a	12
2.1.2 HFO-1234yf	13
2.1.3 R-774	15
2.1.4 HFO-445A	16
2.2 수평관 내 흐름 응축 열전달 현상	18
2.2.1 2상 유동의 기본 양식	19
2.2.2 유동 양식 선도	21
2.3 응축 열전달계수 상관식	23
2.3.1 Haraguchi 등 상관식(1994)	23

2.3.2 Dobson 와 Chato 상관식(1998)	24
2.3.3 Son 와 Lee 상관식(2009)	25
2.3.4 Patel 등 상관식(2019)	25
2.3.5 Bashar 등 상관식(2020)	26
제 3 장 응축열전달 실험장치 및 방법	27
3.1 응축열전달 실험장치	27
3.1.1 냉매순환부	29
3.1.2 냉각수 순환부 & 물-에틸렌글리콜 순환부	29
3.1.3 주 시험부	30
3.1.4 데이터 측정	31
3.2 실험방법 및 조건	33
3.3 데이터 정리	35
제 4 장 실험결과 및 고찰	37
4.1 열전달 특성	37
4.1.1 질량유속에 따른 열전달계수	37
4.1.2 포화온도에 따른 열전달계수	41
4.1.3 냉각수 온도에 따른 열전달계수	43
4.1.4 열전달계수 비교	45
4.2 압력강하 특성	49
4.2.1 질량유속에 따른 압력강하	49
4.2.2 포화온도에 따른 압력강하	51
4.2.3 압력강하 비교	5

제 5 장 결 론	54
참고문헌	56
감사의 글	62



Condensation heat transfer and pressure drop of HFO-1234yf in 4 mm horizontal tube

Sang Woo Lee

Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering
The Graduate School, Pukyong National University

Abstract

In the case of a car using the internal combustion engine system, a heating system using a large amount of heat generated from the engine is applied for heating, and cooling is performed using a refrigeration system that circulates the refrigerant by operating a belt-driven compressor. However, in the case of electric vehicles, since the heat generated from the engine is small, it is difficult to build an existing system, so an electric heater for air heating or an electric heater for water heating is mainly used. However, electric heaters increase the use of batteries in winter and cause a problem of decreasing mileage. Therefore, in order to solve the battery and mileage problem of electric vehicles, a heat pump system using HFC-134a has been developed and applied to electric vehicles. Currently, as interest in the environment increases across the country, HFC-134a is expected to be gradually restricted in use as a vehicle heat pump refrigerant because ODP 0 and GWP 1300. To replace HFC-134a, HFO-1234yf, which has similar thermodynamic properties, is gradually being used, but its performance is insufficient compared to HFC-134a. For this, the optimal design of the heat

exchanger is becoming very important. Therefore, in this paper, a study on condensation heat transfer and pressure drop was conducted for the purpose of providing basic data for the optimal design of the heat exchanger used in the heat pump system for electric vehicles. The results are summarized as follows. The condensation heat transfer coefficient and pressure drop of HFO-1234yf in the double tube heat exchanger increased as the quality and mass flux increased. However, at low quality, the effect of mass flux was hardly seen. In addition, the condensation heat transfer coefficient decreased as the saturation temperature increased, but the effect of the saturation temperature was hardly observed at high mass flux and high quality, which is very closely related to thermodynamic properties. As the temperature difference between the coolant and the refrigerant increased, the heat transfer coefficient tended to increase. However, at high mass flux, the difference was hardly noticed because of the increased turbulence. Compared with HFC-134a, HFO-1234yf showed slightly higher condensation heat transfer coefficient at low mass flux and low quality. These experimental results will be used as basic data for the optimal design of a heat exchanger using HFO-1234yf.

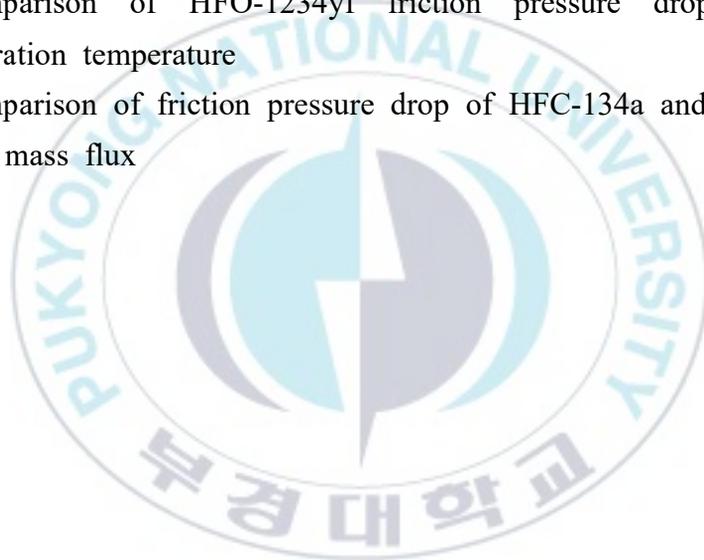
LIST OF TABLES

Table 1.1	Vehicle air conditioning system comparison
Table 1.2	Available experimental studies on condensation heat transfer in small diameter smooth
Table 2.1	Comparison of properties of HFC134a alternative refrigerants
Table 3.1	Specification of composition equipment
Table 3.2	Specification of sensor instrument
Table 3.3	Experimental conditions
Table 4.1	Deviations of condensation heat transfer coefficient

LIST OF FIGURES

Figure 2.1	Two-phase flows in a horizontal pipe
Figure 2.2	Baker's flow pattern maps
Figure 3.1	Schematic diagram of Condensation experiment equipment
Figure 3.2	Detail view of test section
Figure 4.1	HFO-1234yf condensation heat transfer coefficient for saturation temperature 30°C
Figure 4.2	HFO-1234yf condensation heat transfer coefficient for saturation temperature 40°C
Figure 4.3	HFO-1234yf condensation heat transfer coefficient for saturation temperature 50°C
Figure 4.4	Comparison of HFO-1234yf condensation heat transfer coefficient according to saturation temperature with $G=1,150\text{kg/m}^2\text{s}$
Figure 4.5	Comparison of HFO-1234yf condensation heat transfer coefficient according to saturation temperature with $G=400\text{kg/m}^2\text{s}$
Figure 4.6	Comparison of HFO-1234yf condensation heat transfer coefficient according to coolant temperature with $G=400\text{kg/m}^2\text{s}$

- Figure 4.7 Comparison of HFO-1234yf condensation heat transfer coefficient according to coolant temperature with $G=1,000\text{kg/m}^2\text{s}$
- Figure 4.8 Comparison of condensation heat transfer coefficient of HFC-134a and HFO-1234yf at low mass flux
- Figure 4.9 Comparison of condensation heat transfer coefficient of HFC-134a and HFO-1234yf at high mass flux
- Figure 4.10 Comparison between experimental condensation heat transfer coefficients and calculated by
- Figure 4.11 HFO-1234yf friction pressure drop for saturation temperature 30°C
- Figure 4.12 HFO-1234yf friction pressure drop for saturation temperature 40°C
- Figure 4.13 HFO-1234yf friction pressure drop for saturation temperature 50°C
- Figure 4.14 Comparison of HFO-1234yf friction pressure drop according to saturation temperature
- Figure 4.15 Comparison of friction pressure drop of HFC-134a and HFO-1234yf at low mass flux



NOMENCLATURE

SYMBOLS

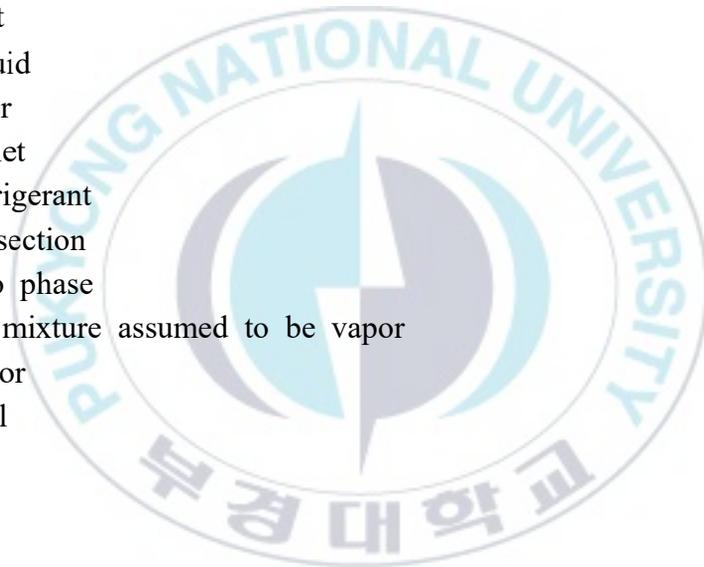
A	Area	m^2
Bo	Boiling number	-
C_p	Specific heat at constant pressure	kJ/kgK
d	diameter	m
Fr	Froude number	-
G	Mass flux	kg/m^2s
Ga	Galileo number	-
g	Gravity acceleration	m/s^2
h	Heat transfer coefficient	kW/m^2K
i	Enthalpy	kJ/kg
Ja	Jakob number	-
k	Thermal conductivity	kW/mK
L	Length	m
Nu	Nusselt number	-
Pr	Prandtl number	-
Q	Heat capacity	kW
Re	Reynolds number	-
T	Temperature	$^{\circ}C$
u	velocity	m/s
x	Quality	-

GREEK SYMBOLS

α	Void fraction	
ρ	Density	kg/m^3
θ	Gradient	degree
σ	Surface tension	kg/m^3

SUBSCRIPTS

a	Air
acceleration	acceleration
B	free convection
coolant	coolant
F	Forced convection condensation
Friction	Friction
f	Fluid
fg	From liquid to gas
g	Gas
i	Inner
in	Inlet
L	Liquid
o	outer
out	Outlet
R	Refrigerant
sub	Subsection
tp	Two phase
VO	All mixture assumed to be vapor
v	Vapor
w	Wall



제 1 장 서 론

1.1 연구배경

현재 내연기관 및 하이브리드 시스템을 사용하는 자동차의 경우 공조 시스템은 엔진에서 발생하는 다량의 열을 이용한 난방시스템이 적용되며 냉방 시스템의 경우 차량 엔진을 이용한 벨트 구동식 압축기를 작동시켜 냉매를 순환시키는 냉동시스템 사용하여 냉방을 한다. 그러나 현재 상용화된 전기자동차의 경우 엔진에서 발생하는 열이 적기 때문에 이를 이용한 난방 시스템의 구축이 어려우므로 시스템적으로 간단하고 사용이 편리한 공기 가열용 전기히터를 사용하거나 냉각수 가열용 전기히터를 주로 사용한다.¹⁾

Table 1.1 Vehicle air conditioning system comparison

구분	내연기관 차량	하이브리드 차량	전기 차량
엔진 냉각시스템	엔진 냉각 라디에이터	엔진 냉각 라디에이터 전장 냉각 라디에이터	전장 냉각 라디에이터
실내 난방시스템	엔진 폐열 이용 온수히터 시스템	엔진 폐열 이용 온수히터 시스템 (보조 PTC 히터)	고전압 전기히터 히트펌프 시스템
실내 냉방시스템	엔진 구동 압축기 이용 냉방	전기구동 압축기 이용 냉방	전기구동 압축기 이용 냉방

Table 1은 내연기관, 하이브리드, 전기 차량의 적용된 냉·난방 시스템 적용 현황을 나타낸다. 내연기관 차량의 경우 충분한 엔진의 폐열을 이용한 난방시스템이 적용된다. 그러나 전기 차량의 난방 경우 고전압 전기히터를

주로 사용하고 있으며 이는 겨울철 배터리 사용량의 증가와 겨울철 배터리 성능의 저하로 인해 주행거리가 감소하는 문제가 발생한다. 그래서 전기차의 배터리 및 주행거리 문제를 해결하기 위한 히트펌프 시스템을 개발하여 일부 상용화 차량에 적용하고 있는 현실이며 냉매는 주로 HFC-134a가 사용된다.²⁾

세계적으로 환경에 관한 관심이 높아짐에 따라, 1992년 몬트리올 의정서에 의해 2000년 이후 CFC 계 냉매는 사용이 전면 금지되었고, HCFC 계 냉매 또한 2030년 이후로 사용이 전면 금지될 예정이다. 또한, HFC 냉매의 경우 유럽에서 2004년에 GWP (Global Warming Potential)가 150 이하인 냉매를 사용한 에어컨 시스템을 2011년까지 신규 개발 차종에 적용하고, 2017년까지 모든 차종에 적용하는 법안에 따라 GWP가 높은 냉매들은 사용이 제한된다. 차량용 히트펌프에 주로 사용되는 HFC-134a는 화학 구조식이 $C_2H_2FCF_3$ 로써 오존층 파괴지수인 ODP (Ozon Depletion Potential)는 0이지만 GWP의 경우 1300이므로 점차 차량용 히트펌프 냉매로써 사용이 제한된다.

따라서 차량용 히트펌프에 사용될 수 있는 낮은 GWP를 갖는 대체냉매 개발을 위해 하니웰(Honeywell)에서 Fluid H가 연구되었고, 듀폰과 함께 HFO-1234yf가 개발되었다. HFO-1234yf는 기존에 사용되던 HFC-134a와 비교하였을 시, 열역학적 물성치는 유사하나 GWP 측면에서 월등히 낮기 때문에 (HFC-134a의 GWP : 1,300, HFO-1234yf의 GWP : 4) 차세대 차량용 히트펌프의 대체냉매로 각광받고 있는 추세이다.³⁾

이러한 사용 냉매의 변화에 따라서 최적의 열교환기 설계를 위해서는 HFC-134a와 HFO-1234yf 냉매의 열역학적 물성치의 차이에 의한 열전달특성의 분석이 필요하다. 차량용 냉각시스템에 적용되는 HFO-1234yf를 위한 증발 열전달 실험은 많은 연구자에 의해 최적의 냉매 사용량, 압력강하, 열전달 계수 등의 꾸준히 연구가 진행 중이며 구조 및 유동형태로 인한 이론이 확

립되어 가고 있다. 그러나 아직 차량용 히트펌프 시스템에 적용되는 HFO-1234yf를 위한 응축 열전달 성능 특성에 관한 연구는 매우 부족한 현실이다. 이에 전기 차량용의 히트펌프 시스템에 사용되는 열교환기의 최적 설계를 위한 응축 열전달 및 압력강하에 관한 연구가 필요한 실정이다.



1.2 종래연구

전술한 것처럼, HFC-134a의 대체냉매로써 열역학적 물성값이 유사한 HFO-1234yf의 열전달특성에 관한 연구는 2000년대 들어 활발해져서, 그 후 HFO-1234yf의 응축 열전달에 대한 연구는 많은 논문이 발표되었지만, 아직 타 냉매보다 연구가 많이 부족한 현실이다. 따라서 본 실험조건과 유사하고, 관련된 대표적인 종래의 연구는 Table 1.2에 정리하였고 내용은 다음과 같다.

Del Col 등⁴⁾ 은 내경 0.96 mm 관에서 HFO-1234yf의 응축 열전달계수를 측정하고 이를 HFC-134a와 비교하였다. 실험과정은 냉각수 온도와 유량을 이용하여 열 유속을 조절할 수 있는 실험장치에서 수행하였다. 또한, 냉각수와 벽면의 온도를 시험부를 따라 측정하였고 포화온도는 테스트 섹션의 입구와 출구에서 측정된 포화압력에서 결정하였다. 테스트 조건은 200 - 1000 kg/m²s 범위의 질량 유속에서 수행되었으며 실험결과는 응축 열전달 계수는 HFC-134a에 비해 낮게 측정되었다. 압력강하는 열전달계수에 직접적인 영향을 미치기 때문에 HFO-1234yf의 2상 흐름 중 압력강하도 측정하며 HFC-134a와 비교하였다.

Anowat Hossain 등⁵⁾ 은 수평관에서 HFO-1234ze(E)의 응축 열전달계수 및 압력강하를 측정하고 HFC-32 및 HFC-410A와 비교하였다. 열전달 및 압력강하에 대한 질량 유속 및 포화온도의 영향에 대해서 분석하였으며 내경 4.35 mm, 길이 3.6 m의 동관을 시험부로 사용하였다. 실험은 150 - 400 kg/m²s의 질량 유속과 건도 0.0 - 1.0에 걸쳐 35 - 45℃의 포화온도 범위에 대해 수행하였다. HFO-1234ze(E)의 실험적 열전달 성능은 포화온도 40℃에서 HFC-32보다 약 20 - 45% 낮지만 HFC-410A보다 10 - 30% 더 높은 것으로 나타났다.

Wang 등⁶⁾ 은 낮은 GWP를 가진 HFO1234yf의 응축 열전달에서 100 - 400 kg/m²s의 질량 유속과 다양한 포화온도 40 - 50°C에서 내경 4 mm 수평 튜브에서 측정하였다. 실험결과는 HFC-134a 및 HFC-32의 결과와 비교하기 위하여 질량 유속, 건도, 포화온도 및 물성치의 특성이 열전달 계수에 미치는 영향을 분석하였다. 질량 유속과 건도는 전단력이 지배하는 영역에서 주로 열전달 계수에 영향을 미치는 것으로 제시됐지만, 열전도율과 밀도는 열전달 계수에 영향을 미치는 열 물리적 특성으로 주요 매개 변수라고 정의하였다. 관찰된 환상 유동에서 Tandon의 유동 패턴과 일치합니다. Lockhart-Martinelli 상관식, Huang 상관식 및 Haraguchi 상관식을 이용하여 예측하였다. 그리고 실험으로 측정된 열전달계수와 4개의 열전달 계수 상관관계 를 비교할 때 Haraguchi 상관식이 평균편차 10.8%로 실험 데이터와 상당히 일치하였다.

Rahul Agarwal 등⁷⁾ 은 100 - 300 kg/m²s의 질량유속, 30 - 50°C의 포화 온도 및 내경 6.1 mm 수평관에서 50°C의 포화온도에 대해 HFC-134a, HFO-1234ze (E) 및 HFC-32로 응축 열전달계수를 측정하였다. 응축은 일반적으로 엔탈피가 포화 증기 엔탈피에 도달할 때 시작되는 것으로 간주하여 모델링에서 열전달 계수 계산의 불연속성을 강조하였으며 모든 작동 조건에서 벽 온도가 포화온도 이하로 감소할 때 결로가 있음을 보여줌으로써 불연속성을 정의하였다. 실험은 HFC-134a는 HFO-1234ze(E) 및 HFC-32에 비해 각각 약 10% 더 높고 20% 더 낮은 응축 열전달계수를 갖는다고 결론 내렸다. Cavallini 상관식은 12%의 정확도 내에서 데이터를 예측했지만 Kondo-Hrnjak 상관식은 23%의 정확도 내에서 응축 열전달계수를 예측하였다.

Longo 등⁸⁾ 은 내경 4.0 mm 수평관 내부의 응축과정에서 HFC-404A와 저 GWP 대체물 HC-290 및 HC-1270의 비교 및 분석하였다. 실험은 포화온도의 30, 35 및 40°C, 냉매 질량 유속이 75 - 800 kg/m²s 범위에서 실험을 진행

하였다. 중력이 지배하는 구간에서 강제 대류 구간으로 천이점은 약 10,000 에 해당하는 레이놀즈수에 대해 발견하였으며 강제 대류 응축 체제에서 실험적인 열전달 계수는 Akers 등이 매우 잘 예측하였으며 Friedel 상관식은 전체 실험 범위에서 마찰 압력강하 데이터를 매우 정확하게 예측하였다. H C-290 및 HC-1270은 HFC-404A보다 열전달계수가 높고 마찰 압력강하가 낮았으므로 두 냉매는 HFC-404A를 장기적으로 낮은 GWP 대체물로 매우 유망할 것으로 평가하였다.

Zhang 등⁹⁾ 은 외경 5.0 mm인 수평 소형 마이크로 핀 및 수평 관에서 HF C-410A 응축 열전달계수 및 압력강하 특성을 390 - 1583 kg/m²s 범위의 상대적으로 높은 질량 유속에서 실험적으로 연구하였다. 36, 43 및 50°C의 포화온도에서 실험을 진행하였으며 실험결과는 응축 열전달계수와 압력강하가 질량 유속이 증가하고 마이크로 핀 및 평활 튜브 모두의 포화온도가 감소함에 따라 증가하는 경향을 보였다. 낮은 건도 영역에서는 포화온도가 감소함에 따라 액체 열전도도 및 표면 장력이 커지면서 응축 열전달계수가 커지는 경향을 보였다. 마이크로 핀과 수평관 사이의 열전달 계수 비율은 1.65에서 1.28까지이며 이는 마이크로 핀 튜브가 열전달 계수를 효율적으로 향상할 수 있음을 의미하였다. 열전달 향상 비율과 압력 강하 비율은 질량 유속과 포화온도가 증가함에 따라 감소하였으며 다른 냉매 특성과 비교할 때 액체-증기 밀도는 높은 질량 유속에서 열전달 향상 비율에 더 많이 이바지한다고 정의했다.

Yang 등¹⁰⁾ 은 수평관에서 HFO-1234yf 및 HFC-134a의 응축열전달 및 압력강하에 대한 실험적 연구를 하였다. 이 연구의 실험결과는 압력강하와 응축열전달 성능이 유체 특성, 조건 및 패턴에 따라 달라진다는 것을 보여주며 압력강하 및 열전달계수는 흐름조건에서 2상 흐름 패턴에 크게 의존하며 최저 질량 유속에서는 중력이 주로 열전달 메커니즘이라고 정의하였

다. 더 높은 액체 점도는 액 냉매의 흐름을 지연시켰지만, 더 높은 액체 열전도도는 액막을 통한 열전달을 증가시킴을 통해 액체 점도와 열전도도는 중요한 변수임을 나타냈다. 질량 유속과 건도가 증가하는 동안 전단력의 효과가 증가하고 흐름 패턴이 환형으로 나타났으며 액체 열전도율은 고건도 영역에서 주요 열전달 메커니즘으로 나타났다. 그러나 낮은 건도에서는 중력이 여전히 중요하므로 액체 점도가 주요 매개 변수 중 하나이며 가장 높은 질량 유속조건의 낮은 건도 영역에서도 중력 효과는 무시할 수 있었다. 전단력은 응축 열전달 메커니즘을 지배하고 액체 전도도가 가장 중요한 제어 변수이며, 유동 응축 열전달 성능은 다양한 유동 조건에서 2상 유동 패턴에 크게 좌우된다는 결론을 내렸다.

Guo 등¹¹⁾ 은 내경 2 mm 수평 관에서 HFO-1234ze(E), HC-290, HFC-161 및 HFC-41에 대한 2상 응축의 열전달 계수 및 압력 강하에 관한 연구를 진행하였다. 이 냉매들은 냉동 및 공조에서 환경친화적인 작동 유체 후보로 간주되고 응축온도는 35 - 45°C, 질량 유속 범위는 200 - 400 kg/m²s이고 열 유속 범위는 8 - 30 kW/m²에서 진행하였다. 실험결과는 포화온도와 열 유속이 증가함에 따라 응축 열전달 계수가 감소하고 HFC-161의 응축 열전달계수가 가장 높고 HFO-1234ze(E)의 응축 열전달계수가 동일한 실험조건에서 가장 낮음을 보여준다. 포화온도가 상승하는 동안 압력강하는 감소하며, 7 개 상관식의 응축 열전달계수 예측값을 실험 데이터와 비교했다. 실험결과는 Koyama의 상관식이 대부분의 냉매에 대해 다른 모델보다 우수하다는 것을 보여준다.

Hirose 등¹²⁾ 은 외경 4 mm 수평 및 마이크로 핀 관에서 HFC-32, HFC-152 a, HFC-410A 냉매의 응축 열전달계수와 압력강하 특성을 연구했다. 응축 열전달계수와 압력강하는 100 - 400 kg/m²s의 질량 유속 범위에서 35°C의 포화온도에서 실험을 진행하였다. 마이크로 핀 튜브의 마찰 압력강하는 각

냉매 및 질량 유속에서 수평관보다 약 1.6 배 더 크며 마이크로 핀 관의 경우 열전달 계수는 $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 HFC-32에 대한 수평관에 비하여 약 2 - 7 배 더 컸다. 마찰 압력강하 및 열전달계수의 실험값은 수평관 및 마이크로 핀 관의 타 연구자 상관식을 이용하여 얻은 예측값과 비교하였다.

Longo 등¹³⁾ 은 내경 4 mm 수평관 내부의 HFC-32 및 HFC-410A 응축 열전달계수 및 압력강하를 연구하였다. 실험은 냉매 질량 유속, 건도 및 포화온도의 영향을 변수로 하여 진행하였다. 마찰 압력강하는 고려되는 모든 작동 변수에 대해 큰 영향을 받지만, 응축 열전달계수는 냉매의 질량 유속 및 건도에 큰 영향을 받았다. 중력 및 강제 대류 응축 사이의 천이점은 레이놀즈수 10,000 - 20,000 범위에서 발생하였으며 Friedel 상관식은 전체 마찰 압력강하 데이터를 적절하게 예측할 수 있었지만 Akers 상관식은 강제 대류 응축 열전달 계수만을 정확하게 추정했다. HFC-32의 응축 열전달계수와 마찰 압력강하는 일반적으로 HFC-410A보다 높게 나타났으며, HFC-410A를 대체하는 적절한 냉매로 판단하였다.

Longo 등¹⁴⁾ 은 내경 4 mm 수평관 내부의 HFC-134a, HFC-152a, HFO-1234yf 및 HFO-1234ze(E) 응축 열전달에 대한 비교 분석하였다. 실험은 냉매의 질량 유속, 건도, 응축온도 및 압력의 영향을 분석하기 위해 서로 다른 증기 건도 및 질량 유속에서 포화온도 30, 35 및 40°C에서 수행되었다. 마찰 압력강하는 고려되는 모든 작동 변수에 대해 큰 민감도를 나타내지만, 응축 열전달계수는 냉매 질량 유속 및 건도에만 큰 민감도를 보여줬다. 중력 지배와 강제 대류 응축 사이의 천이는 레이놀즈 수 10,000 - 20,000 범위에서 발생하였으며 Friedel 상관식은 전체 마찰 압력강하 데이터를 적절하게 예측할 수 있었지만 Akers 모델은 강제 대류 응축 열전달 계수를 매우 잘 평가했다. HFC-152a, HFO-1234yf 및 HFO-1234ze(E)는 HFC-134a와 유사한 응축 열전달 및 압력강하 성능을 보여주므로 장기적으로 HFC-134a의 대체

냉매로 적절하다고 평가하였다.

Jacob 등¹⁵⁾ 은 HFC-404A와 GWP가 낮은 대체냉매인 HFC-448A 및 HFC-452A의 열전달 계수와 압력강하를 측정하고 비교하였다. 실험은 4.7 mm 수평관 내에서 100 - 800 kg/m²s 범위의 질량 유속, 40 - 60℃의 포화온도에서 수행되었다. Haraguchi 상관식은 HFC-448A 마찰 압력강하 데이터를 가장 잘 예측했지만, Friedel 상관식은 HFC-404A 및 HFC-452A 데이터를 가장 정확하게 예측했다. HFC-404A의 열전달 계수는 HFC-452A보다 약간 높았으며 같은 조건에서 HFC-448A보다 약간 낮았다. 동일한 질량 유속 600 kg/m²s에서, HFC-448A 및 HFC-452A 압력강하는 HFC-404A보다 평균 81% 및 3.3% 더 크며 동일한 냉각 용량 및 응축기 설계의 경우 HFC-404A 및 HFC-452A의 압력강하는 거의 동일하고 HFC-448A의 압력강하는 HFC-404A의 압력강하보다 약 16% 낮았다.

Bashar 등¹⁶⁾ 은 외경 2.5 mm을 가진 마이크로 핀 관의 HFC-1234yf의 응축열전달을 실험적으로 연구하였다. 실험은 20 및 30℃의 포화온도, 질량 유속은 50 - 200 kg/m²s입니다. 또한 건도는 0 - 1 범위에서 응축 열전달 계수에 대한 질량유속, 건도 및 포화온도의 영향을 HFO-1234yf 및 HFC-134a로 분석하였다. 수평관에 대한 응축 열전달 상관 관계는 현재의 실험 데이터와 다른 연구자들의 데이터를 고려하였다. 또한, 외경 2.5 - 10 mm 수평관에 대한 실험 데이터를 사용하여 개발되었으며 다른 연구자의 데이터를 포함하여 냉매는 HFC-134a, HFO-1234yf, HFC-123 및 HFO-1234ze(E)이다. 새로 개발된 상관식은 15%의 평균 편차 내에서 성공적으로 예측하였다.

현재까지 종래연구를 살펴보면, 다양한 냉매를 이용하여 응축 열전달 실험이 진행되었다. 그러나 HFC-1234yf를 이용한 응축 열전달 실험은 매우 부족하다는 것을 알 수 있으며 이마저도 2 mm 이하의 관경에서 한정적으로 실험되었음을 알 수 있다.

Table 1.2 Available experimental studies on condensation heat transfer in small diameter smooth

Author	D_i [mm]	Refrigerant	G [kg/m ² s]	T_{sat} [°C]
Del Col et al. (2010)	0.96	HFC-134a, HFO-1234yf	200 - 1000	40
Anowar Hossain et al. (2012)	4.35	HFO-1234ze(E), HFC-32, HFC-410A	150 - 400	40
Wang et al. (2012)	4	HFO-1234yf	100 - 400	40, 45, 50
Rahul Agarwal et al. (2015)	6.1	HFO-1234ze(E), HFC-134a, HFC-32	100 - 300	30, 40, 50
Longo et al. (2017)	4	HFC-404A, R290, HO-1270	75 - 800	30, 35, 40
Zhang et al. (2018)	5	HFC-410A	390 - 1583	36, 43, 50
Yang et al. (2018)	4	HFO-1234yf, HFC-134a	400 - 1200	15
Guo et al. (2018)	2	HFO-1234ze(E), HC-290, HFC-161, HFC-41	200 - 400	35, 40, 45
Hirose et al. (2018)	4.02	HFC-32, HFC-152a, HFC-410A	100 - 400	35
Longo et al. (2018)	4	HFC-410A, HFC-32	100 - 800	30, 35, 40
Longo et al. (2019)	4	HFC-134a, HFC-152a, HFO-1234yf, HFO-1234ze(E)	100 - 600	30, 35, 40
Jacob et al. (2020)	4.7	HFC-404A, HFO-448A, HFO-452A	100 - 800	40, 50, 60
Bashar et al. (2020)	2.5	HFO-1234yf	50 - 200	20, 30

1.3 논문의 목적 및 요약

본 논문은 이중관 열교환기를 이용하여 30 - 50℃의 응축온도에서 건도와 질량 유속에 따른 응축 열전달계수 및 압력강하를 분석하여 전기 차량의 난방시스템을 위한 최적의 열교환기 설계 기초 자료를 제공하는 것이 본 논문의 목적이다.

이를 위해 수액기, 마그네틱 기어펌프, 질량유량계, 프리 히터, 테스트 섹션 등으로 구성된 시스템을 제작하였다. 냉매들의 열역학적인 물성치의 차이에 관한 연구하기 위해 시험부는 가장 기본적인 이중관 형식의 열교환기를 사용하며 오일에 대한 영향을 최소화하기 위해 마그네틱 기어펌프를 사용하여 실험을 진행하였다.

또한, 다양한 조건에서 물성치 변화에 따른 열전달 계수 및 압력강하를 분석하기 위해 기어펌프의 회전수, 포화온도 및 압력, 질량 유속, 열 유속 등에 따른 HFO-1234yf의 응축 열전달계수 및 압력강하를 분석하였다.

본 논문은 총 5장으로 구성하였으며, 각 장의 개요는 다음과 같다.

제 1 장은 연구배경, 응축 열전달의 종래연구 등의 전반적인 연구 내용에 대해 개괄적으로 소개하였다.

제 2 장은 HFC-134a의 대체냉매와 연구의 이론적 배경인 흐름 응축 열전달 현상에 관해서 기술하였다.

제 3 장은 본 논문에 사용된 실험장치의 구성, 실험방법, 데이터 정리에 관한 내용을 상세히 설명하였다.

제 4 장에서는 다양한 조건에서 실험을 통하여 도출된 HFO-1234yf의 응축 열전달계수와 압력강하를 분석하고 그 결과를 고찰하였다.

제 5 장에서는 본 연구를 통해 얻은 결과를 최종적으로 분석하며 결론은 도출하였다.

제 2 장 이론적 배경

2.1 HFC-134a의 대체냉매

자동차 에어컨 시스템에서 HFC-134a는 2000년대 초반까지 가장 많이 사용하던 냉매였다. 그러나 환경에 관한 관심이 증가하면서 GWP 냉매의 사용금지 및 HFC 총 사용량 감축 (Europe F-Gas), 몬트리올 의정서, 미국의 SNAP (Significant New Alternatives Policy) 개정, 키갈리 의정서 등으로 GWP가 낮은 새로운 냉매가 필요하게 되었다.¹⁷⁾ 따라서 냉매제조 회사들은 HFC-134a를 대체하기 위한 냉매를 개발하기 시작하였고 HFC-152a, HFO-1234yf, R744, HFO-445a 등의 냉매를 개발하였다.

2.1.1 HFC-152a

2004년 유럽 연합의회에서 자동차용 에어컨 시스템에 사용하는 냉매에 대하여 GWP가 150 이상인 냉매를 사용하는 차량에 대하여는 2017년부터는 생산하지 못하도록 법적으로 금지하였다. 따라서 선진 각국에서 낮은 지구 온난화 지수를 갖는 대체냉매 시장을 선점하기 위한 연구와 투자가 시작하였고 그중 하나가 HFC-134a와 유사한 열역학적 특성을 가진 HFC-152a가 GM을 중심으로 검토되기 시작하였다.¹⁸⁾

HFC-152a와 HFC-134a의 화학적 특성을 살펴보면 임계점이 비슷하고, 비등점과 응고점 등 열역학적 특성이 유사하므로 기존의 HFC-134a 에어컨 시스템부품들과 냉동기 윤활유 변경 없이 그대로 사용할 수 있는 장점이 있다.

HFC-152a의 분자 질량은 HFC-134a의 약 60% 수준이므로, 동일한 에어컨

시스템에서 충전되는 냉매의 양은 HFC-152a가 작게 충전될 것이다. 또한 HFC-152a는 HFC-134a보다 포화밀도가 작기 때문에 압축기에서의 토출압력이 기존의 HFC-134a보다 낮을 것이고, 따라서 압축비도 낮아질 것이다. HFC-152a 냉매 시스템은 기존 에어컨 시스템의 구성 부품을 변경 없이 그대로 사용할 수 있고, 시스템 내에서의 질량 유량은 작지만, 동일한 압력에서 엔탈피가 크기때문에 우수한 냉방성능과 성능계수를 얻을 수 있고 냉매의 충전량이 기존 HFC-134a 대비 약 20%정도 저감할 수 있다.¹⁹⁾

HFC-152a는 우수한 압축비와 냉동기 윤활유와의 상용성등의 장점도 있지만, 비공비 혼합냉매이므로, 배관과 연결부를 통한 누설에 주의하여야 하며, 정비소 등에서 에어컨 시스템에 냉매를 충전할 때 보관 냉매의 혼합조성비가 일정하게 유지될 수 있도록 관리가 필요하다. 이와 유사한 냉매로 저온용 대체냉매인 HFO-452A, HFO-448A가 있으나, 비공비 혼합냉매의 특성상 2상영역에서 온도구배가 발생하므로 열교환기 설계 시 주의가 필요하고 팽창밸브의 개도 분석을 통한 유량조절제어 기술이 중요하다.²⁰⁾

무엇보다 HFC계 냉매는 가연성의 위험이 있으므로 차량에서의 사용에서는 정비 등의 취급 시나, 사고 시에 누설에 대한 대책을 고려하여야 한다.

2.1.2 HFO-1234yf

2006년 3월 하니웰은 일본에서 개최된 심포지엄에서 H 냉매를 소개하였고, 같은 해 6월 미국 피닉스에서 개최된 대체냉매 심포지엄에서는 H 냉매에 대한 개선 평가 결과를 발표하면서 자동차업계의 관심을 모으기 시작했다. 이어 하니웰은 DP-1을 개발한 듀폰과 공동으로 개발한 H 냉매와 DP-1 냉매의 잠재적 문제점인 독성과 가연성을 보완한 새로운 대체 냉매인 HFO-1234yf를 개발하였다. 개발한 HFO-1234yf 대체냉매는 ODP 및 GWP가 낮

아 안정된 물질로 분류되고 있으며, 기존 HFC-134a를 사용하는 에어컨 시스템부품들을 약간만 변경하여 사용이 가능하기 때문에 기존 인프라의 활용 등 여러 가지 장점을 가지고 있다.²¹⁾

HFC-1234yf 냉매는 GWP가 4이고, ODP가 0, 독성은 없고 대기 중에 분해되는 속도가 기존의 HFC-134a가 14년인 것에 비하면 빠른 시간에 분해되어 없어진다는 점이다. HFO-1234yf는 HFC-134a 대비 증발열이 19% 감소함에 따라 HFC-134a 대비 약 4.4% 정도 냉방 성능이 감소한다. 따라서 증발 잠열을 증가시키기 위하여 응축기를 통과한 액냉매의 과냉도를 크게 할 수 있는 응축기에 대한 기술이 필요하다. 또한 HFC-134a 보다 가스 밀도가 18% 증대되며, 이는 압축기의 효율을 향상시킬 수도 있으나, HFO-1234yf의 포화압력이 증기에서 낮고, 압축기 입구에서의 건도가 높기 때문에 과열도가 커질 수 있어 유량 감소와 압축기의 냉매 토출 온도가 상승하여 내구성에 불리하게 작용할 수 있다. 따라서 팽창밸브를 조절하여 과열도를 줄여야 하며, 고효율 증발기 개발이 필요하다.²²⁾

HFO-1234yf 냉매 시스템의 경우 흡입 배관과 증발기에서의 압력손실을 개선하면 HFC-134a 에어컨 시스템과 유사한 성능 확보가 가능하다. 실제로 흡입 배관에서의 압력손실 개선과 팽창밸브의 변경만으로 HFC-134a 에어컨 시스템과 $\pm 5\%$ 이내의 성능 확보가 가능하였다.²³⁾ 하지만, HFO-1234yf 냉매는 가연성 냉매로 ASHRAE(American Society of Refrigeration and Air-conditioning Engineers, 미국 공조냉동공학회) 분류에 따르면, 미가연성 냉매(A2L)에 해당된다.²⁴⁾

ASHRAE에서 분류하는 냉매의 독성과 화염성의 기준을 보면 독성은 Class A, Class B로 나뉘며, 인화성에 따라 1, 2, 3의 3가지 그룹으로 구분된다. 여기서 Class 2L은 냉매의 연소속도가 10 cm/s 이하로 자동차용 냉매로 사용되는 HFO-1234yf를 수용하기 위하여 나중에 추가되었다. GWP 감소를

위하여 HFCs 퇴출 시나리오에 따르면, 국제적으로 A2L 냉매는 허용을 하고 있다.²⁵⁾

Monforte와 Caretto²⁶⁾ 는 HFO-1234yf 냉매의 화염성에 대하여 다양한 방법으로 검증을 진행하여 HFO-134a와 차이가 없음을 밝혔다. 단지 디젤 엔진에서 온도가 높은 특정 부분에서의 누설 또는 충돌에 대한 위험을 제외하면 큰 문제는 없었다.

Seybold 등²⁷⁾ 은 SAE CRP1234 의 일환으로 HFO-1234yf 냉매의 화염성을 평가하기 위하여 PAG 오일과 혼합하여 여러 조건에서 발화 시험을 한 결과 차량용 냉매로 사용이 적합하다고 결론을 내렸다.

2.1.3 R-744

R-744는 이미 1800년대 후반부터 선박용 냉동고에 사용됐으나, 프레온 냉매의 등장으로 자취를 감추었다. 하지만, 지구온난화 지수가 높은 냉매의 사용금지에 대한 대응으로 HFC-152a 또는 HFO-1234yf와 같은 새로운 냉매가 출현하였으나, 화재로부터의 안전성, 생산량과 가격, 독성에 대한 검증 등의 문제가 해결되지 않자, 자연 친화적인 R-744 에어컨 시스템에 관한 연구가 일부 유럽의 자동차 제조사들과 부품메이커들에 의하여 진행되었다. R-744 냉매는 GWP가 1이고, 무독성, 비가연성을 가진, 환경문제로부터 자유로운 친환경적인 냉매로 오래전부터 관심이 있으며, 독일을 중심으로 상당한 기술 수준에 도달한 것으로 알려져 있다.²⁸⁾

Yoo 등²⁹⁾ 은 유럽 Directive 2006/40/EC 법규 대응을 위하여 HFC-134a, HFO-1234yf, R744 냉매를 차량에 장착하고 냉방 시험을 한 결과, 주행시 성능은 R744가 가장 우수하였고, HFC-134a와 HFO-1234yf는 비슷하게 나타났다. 이어 북미에서 시험한 도로 평가결과에서도 R744는 HFC-134a 대비 약

22 - 28 % 우수하였으나, 높은 작동 압으로 인하여 압축기 투입일은 다소 불리하게 나타났다.

고온에서 압축기 투입일이 R-744 에어컨 시스템에 미치는 영향을 살펴보기 위한 Lee 등³⁰⁾의 실험 결과에 따르면, HFC-134a 대비 R744는 97 % 수준의 냉방 능력과 약 70 % 수준의 시스템 효율을 가지며, 이는 내부 열교환기, 팽창밸브의 변경으로 극복할 수 있다고 하였다.

R-744 냉매의 열역학적 특성은 열전달 성능이 우수하고, 비체적이 작아 냉매의 순환량이 증가하는 장점은 있지만, 다른 에어컨 시스템보다 상대적으로 높은 압력인 초임계 사이클로 작동되기 때문에 구성 부품의 내압성 확보가 중요하고 신규로 개발해야 할 부품들의 투자비용이 많이 들어서 자동차 업체들로부터 큰 호응은 얻지 못하고 있다.³¹⁾

하지만 R-744는 히트펌프 사이클로의 전환이 쉬우므로 전기자동차와 같은 친환경 차량에 적용할 경우 냉방과 난방을 하나의 시스템의 해결할 수 있는 장점 때문에 자동차 에어컨용 냉매로의 적용을 위한 연구는 지속될 것으로 보인다.

2.1.4 HFO-445A

기존 HFC-134a를 대체하는 냉매는 현재 HFO-1234yf가 약간은 유리한 고지를 점령하고 있지만, 가연성과 독성 측면에서 벗어나지 못하며 또한 생산 단가가 비싸 완전한 대체냉매로의 전환은 어려움이 있다. 따라서 이를 보완하여 새로운 냉매로 시장에 진입하려는 시도들이 많다. 일례로 영국의 멕시켄(Mexichem)은 이러한 HFO-1234yf의 단점을 보완하여 새롭게 개발한 AC-6(HFO-445A)라는 냉매를 발표하였다. AC-6는 HFO-1234ze (85%), HFC-134a (9%), R-744 (6%)의 혼합냉매로, CO₂는 가연성을 낮추기보다는 이산

화탄소의 우수한 잠열을 이용하여 효율을 높이기 위한 목적으로 추가되었다. AC-6 냉매는 전용 주입기를 사용해야 하는 어려움이 있는 혼합냉매이기 때문에 조성비가 서로 다른 냉매를 어떻게 관리할 것인가에 대한 고민이 필요하다. 예를 들면, 혼합 기체 중 이산화탄소는 타 혼합기체들보다 가벼우므로 충전 탱크나 차량에서 장시간 미가동 시에는 이산화탄소가 위로 몰려 있을 수 있고, 이때 압축기를 가동하면 먼저 압축할 수 있으므로 각 부품의 고압에 대한 대책 수립도 필요할 것으로 생각된다. 그 밖에 대체냉매 중 탄화수소계 냉매는 가연성 문제로 유럽 등에서 극히 소량이 요구되는 가정용 냉장고에만 허용하고 있으며, 암모니아는 독성문제로 산업용 냉동기와 같은 환전 적인 환경에서만 적용이 되고 있다.³²⁾

Table 2.1 Comparison of properties of HFC134a alternative refrigerants

	HFC-152a	HFO-1234yf	R-744	HFO-445A
GWP	138	4	1	130
ODP	0	0	0	0
Atmospheric Life [years]	1.4	0.030116	29,300	-
Flammability	A2	A2L	A1	A2L
Toxicity [ppm]	1,000	500	5,000	-
Critical temperature [°C]	113.26	100.98	31.04	104.7
Critical pressure [MPa]	4.517	3.382	7.38	4.496

2.2 수평관 내 흐름 응축 열전달 현상

냉매를 이용하여 가열시키기 위해 가장 효과적인 방법으로는 열을 전달하는 과정에서 냉매가 응축하면서 상변화를 하는 것이 가장 효과적이다. 따라서 이를 이용한 기술 및 논문은 과거부터 지금까지 꾸준히 연구하고 있다.

응축이란 증기가 액상으로 상변화를 일으키면서 열을 전달하는 방식으로 증기가 주어진 압력의 포화온도 이하로 냉각될 때 발생한다. 이러한 응축 현상에 의한 액적의 생성은 증기 내에서의 균질 핵생성과 이물질 주위에서 생성되는 이질 핵생성으로 구분된다. 특히 차가운 벽면에서 형성되는 응축 열전달의 경우는 이질 핵생성의 대표적인 예이다. 벽면에서의 응축 현상은 적응축(Dropwise condensation)과 막응축(Filmwise condensation)으로 구분할 수 있는데 이는 비등에서 핵 비등과 막 비등의 경우에 대응된다고 할 수 있다. 응축이 발생하는 표면이 액체로 잘 적셔지는 경우, 막 응축이 발생하기 쉬울 것이다. 그러나 표면이 잘 적셔지지 않는 경우, 표면에 생성된 액적은 충분히 크게 자라거나, 옆의 액적과 합쳐지면서 굴러떨어지게 되고 다시 표면에 액적이 생성되는 과정을 반복하게 된다. 그러나 이 경우에도 응축량이 조금 증가하게 되면 적 응축은 막 응축으로 바뀌게 되는데 이것은 응축이 일어나는 열유체 기기에서 일반적으로 관찰할 수 있다.

이러한 응축 현상은 자연에서 비가 생성되는 과정으로부터, 목욕실 벽면에서와 같은 주위의 생활에서까지 많이 관찰될 수 있다. 그뿐만 아니라 일상생활에서 사용되는 냉장고, 에어컨 등의 가전용품에서부터 발전소의 터빈을 돌린 후 증기를 응축시키기 위한 응축기까지 가정과 산업체에 다양하게 이용되고 있다. 그러므로, 이렇게 광범위하고 다양한 곳에서 발생하는 응축 현상을 해석하기 위해서는, 응축이 발생하는 기본적인 원리로부터 응

축하는 증기와 응축액의 유동 형태, 그리고 기기의 형상 등이 응축에 미치는 효과 등을 이해하여야 한다. 특히 환경 보호 및 에너지 절약을 위하여 열유체 기기의 최적 설계와 제작 및 운전에 관한 관심이 높아지면서, 시스템에 가장 적합한 응축기의 설계가 더욱 요구되고 있다. 특히 이러한 설계에 있어 응축이 발생하는 관 내부에서는 단상 유동의 열교환기와는 달리 응축이 일어남에 따라 기공률(Void fraction)과 건도(Quality)가 달라지므로, 여러 유동 조건의 변화에 세심한 주의를 기울여야 한다.

2.2.1 2상 유동의 기본 양식



Figure 2.1 Two-phase flows in a horizontal pipe

수평 응축관 내의 유동 양식의 천이 과정을 Figure 2.1 에 나타내었다. 과열증기는 응축되면서 일반적으로 환상 분무류, 환상류, 슬러그류, 플러그류의 유동 양식으로 변화한다. 유동 양식의 자세한 설명은 다음과 같다.³³⁾

- 성층류(stratified flow) : 기체와 액체가 모두 느린 속도로 수평 관내를 흐를 때 나타나며, 특히 기체와 액체 간의 상대속도가 작으므로 두 유

체의 경계면은 부드러운 형태를 가진다.

- 파형류(wavy flow) : 성층류에서 기체의 속도가 증가하면 두 유체 사이의 속도 차가 커지게 되어 경계면이 교란을 받아서 표면파가 발생하게 된다.
- 기포류(bubble flow) : 연속적인 액체상에 작은 기포가 분산된 형태의 흐름이다. 부력의 영향에 의해서 기포들은 수평관 상부에 많이 분포하게 된다.
- 플러그류(plug flow) : 플러그류는 수직 유동의 슬러그류와 비슷하다. 기포류가 느려지게 되면 기포들 간의 협착 때문에 긴 형태의 플러그 기포가 형성되며 이 기포는 관의 윗부분을 따라 흐르게 된다.
- 슬러그류(slug flow) : 이 흐름은 플러그류와 유사하나 빠른 속도의 기체에 의해서 발생한다는 점이 그 특성이 다르다. 파형류에서 기체의 속도가 증가하면 경계면 파동의 진폭이 커지면서, 기포가 커진 파가 관 상부를 간헐적으로 접촉하면서 빠른 속도로 하류로 움직인다. 이 상태에서 기체의 속도가 조금 더 빨라지게 되면 파상 환상류로 천이되고, 궁극적으로 환상류로 된다.
- 환상류(annular flow) : 환상류에서는 빠른 속도의 기체가 관 중심부로 흐르고, 상대적으로 느린 액체는 관 벽을 따라서 액막의 형태로 같은 방향으로 흐른다. 이때 중력에 의해서 관 상부는 항상 액막으로 덮여있는 것은 아니며 관 하부에서는 좀 더 두꺼운 액막을 형성하게 된다. 기

체의 속도가 아주 빨라지게 되면 액막으로부터 액체 일부가 이탈하여 액적의 상태로 기체 유동에 유입되는 환상분무류가 나타나게 된다.

2.2.2 유동 양식 선도

유동 양식 선도 (Flow pattern map)는 관내의 2상 유동이 어떤 유동 양식을 가지는가를 예측하는 선도이다. 유동 양식은 유로의 형태, 유동 방향, 유속, 열량, 압력 및 물성값 등의 유동 조건에 따라 각각 다르게 나타난다. 이에 많은 연구자에 의해서 유동 양식의 변화를 이론적으로 규명하기 위하여 여러 가지 방법들이 제안되었다.

단순한 유동 양식선도에서는 모든 유동 양식에 대해서 같은 변수를 사용하나, 좀 더 일반화된 유동 양식 선도에서는 무차원수를 사용하기도 한다. 2상 유동 양식의 변화는 많은 변수에 의해서 지배되므로 근본적으로는 2차원 선도 상에 그 영역의 경계를 완전히 표시한다는 것은 무리이며, 따라서 유동 양식 선도는 각각의 특별한 경우에 대해서 적용되는 것이라고 보면 정확하다.

지금까지 여러 가지 유동 양식 선도가 제안됐지만, 수평 관에 대해서 가장 널리 알려진 유동 양식선도는 Baker의 선도가 있다. 기본적으로 가로축은 액체의 질량 유속, 세로축은 기체의 질량 유속을 각각 나타내되 표준 상태(1 기압, 20 °C)의 공기 - 물 이외의 혼합 유체에서도 적용할 수 있도록 다음과 같은 수정 계수들을 도입하였다.³⁴⁾

$$\lambda = \left[\left(\frac{\rho_g}{\rho_a} \right) \left(\frac{\rho_f}{\rho_w} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2-1)$$

$$\psi = \left[\left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right) \left(\frac{\rho_w}{\rho_f} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\sigma_w}{\sigma} \right) \quad (2-2)$$

따라서 표준 상태의 공기-물 혼합유동의 경우에는 식(2-1), 식(2-2)의 수정 계수는 1 이다.

Figure 2.2의 Baker의 선도를 살펴보면 액체의 질량 유속이 크면 기포류가 나타나고 액체의 유량이 이보다 약간 작은 상태에서 기체의 유속이 크면 환상류, 그리고 기체의 유속이 매우 크면 액적류가 되며, 액체와 기체의 질량 유속이 동시에 작으면 성층류가 됨을 알 수 있다. 이후 Baker의 선도는 다른 연구자의 유동 양식선도의 기초가 되었다.

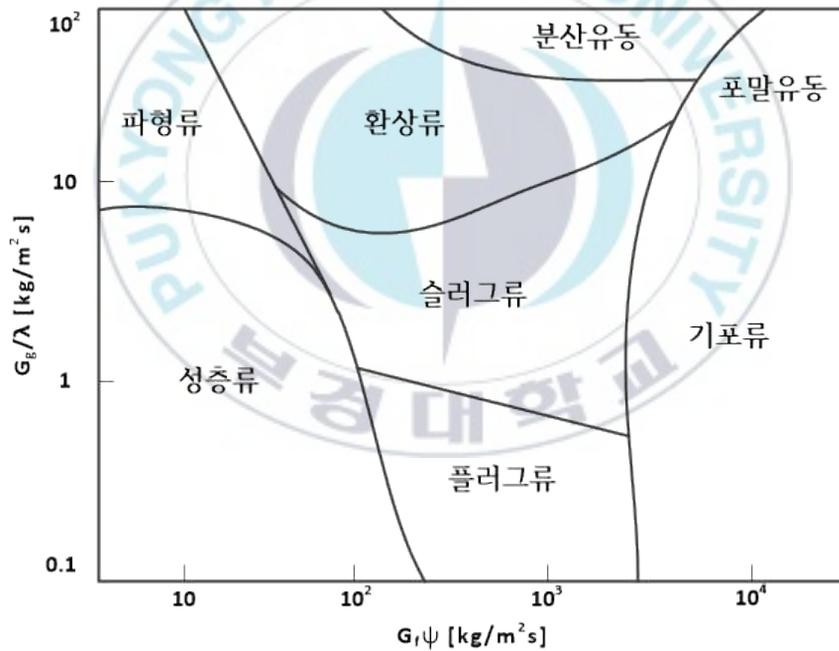


Figure 2.2 Baker's flow pattern maps

2.3 응축 열전달계수 상관식

2상 유동에서의 흐름 응축 열전달계수는 주로 실험을 통한 경험식에 의해 계산된다. 이는 일반적으로 단상 유동의 열전달계수 상관식에 밀도비, 환산압력 등의 적절한 변수를 고려한다.

2.3.1 Haraguchi 등 상관식³⁵⁾ (1994)

Haraguchi 등³⁵⁾ 은 내경 8.4 mm 수평관에서 HCFC-22, HFC-134a, HCFC-123를 이용하여 응축 열전달 연구를 통한 열전달계수를 측정하였다. 측정된 열전달계수와 난류 액막 이론, Nusselt 이론을 이용하여 성공적으로 상관식을 개발하였다.

$$h = \frac{Nu\lambda_L}{d} \quad (2.3)$$

$$Nu = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2.4)$$

$$Nu_F = 0.0152(1 + 0.6Pr_L^{0.8})\left(\frac{\Phi_V}{X_{tt}}\right)Re_L^{0.77} \quad (2.5)$$

$$Nu_B = 0.725H(\alpha)\left(\frac{GaPr_L}{Ja_L}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.6)$$

$$\Phi_V = 1 + 0.5\left[\frac{G}{\sqrt{gd_i\rho_v(\rho_L - \rho_V)}}\right]^{0.75}X_{tt}^{0.35} \quad (2.7)$$

$$H(\alpha) = \alpha + 10[(1 - \alpha)^{0.1} - 1] + 1.7 \times 10^{-4} Re \sqrt{\alpha}(1 - \sqrt{\alpha}) \quad (2.8)$$

2.3.2 Dobson 와 Chato 상관식³⁶⁾ (1998)

Dobson 와 Chato³⁶⁾ 은 내경 3.14 - 7.04 mm의 수평관에서 HCFC-12, HCFC-22, HFC-134a 등을 이용하여 응축열전달 실험을 진행하였다. 이 연구는 응축 열전달계수를 2상 유동의 양식을 집중하여 예측하였다. 또한, 중력과 전단력을 주요 열전달 메커니즘으로 정하고 각각의 상관식을 제시하였다.

Annular flow correlation (when $Fr_{so} < 7$)

$$\frac{h_{tp}}{h_l} = \left[1 + \frac{2.22}{X_{tt}^{0.89}} \right] \quad (2.9)$$

$$h_L = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \left(\frac{k_L}{d_i} \right) \quad (2.10)$$

Wavy flow correlation (when $Fr_{so} > 7$)

$$h_{tp} = \frac{0.23 Re_{vo}^{0.12}}{1 + 1.11 X_{tt}^{0.58}} \left[\frac{Ga Pr_L}{Ja_L} \right]^{0.25} \left(\frac{\lambda_L}{d_i} \right) + \left(1 - \frac{\theta_L}{\pi} \right) h_F \quad (2.11)$$

2.3.3 Son 와 Lee 상관식³⁷⁾ (2009)

Son 와 Lee³⁷⁾ 은 내경 1.77, 3.36, 5.35 mm의 수평관에서 HCFC-22, HFC-134a, HFC-410A를 이용하여 응축 열전달 실험을 진행하였다. 기존의 큰 관경에서 제안된 기존 상관식은 대부분 작은 관경의 응축열전달 계수를 예측하지 못하였고 실험데이터를 기반으로 새로운 응축열전달 상관식을 성공적으로 제시하였다.

$$Nu = 0.034Re_L^{0.8}Pr_L^{0.3}f_c(X_{tt}) \quad (2.12)$$

$$f_c(X_{tt}) = [3.28(\frac{1}{X_{tt}})^{0.78}] \quad (2.13)$$

$$h = \frac{Nuk_L}{d} \quad (2.14)$$

2.3.4 Patel 등 상관식³⁸⁾ (2019)

Patel 등³⁸⁾ 은 내경 1 mm의 수평관에서 HFO-1234yf, HFC-134a를 이용하여 질량 유속 200 - 800 kg/m²s의 조건에서 응축 열전달 실험을 진행하였다. 실험 결과를 기반으로 식을 제시하고 타 연구자의 데이터에서 ±10 - 15% 정도의 정확도를 보였다.

$$Nu = 0.033Pr_LRe_L^{0.067}x^{0.2208}\left(\frac{1.378 + 8X_{tt}^{1.655}}{X_{tt}^2}\right)^{0.5} \quad (2.15)$$

$$h = \frac{Nuk_L}{d} \quad (2.16)$$

2.3.5 Bashar 등 상관식³⁹⁾ (2020)

Bashar 등³⁹⁾ 은 내경 2.5 mm의 수평 마이크로 핀관에서 HFO-1234yf를 이용하여 질량유속 50 - 200 kg/m²s, 포화온도 20, 30°C에서 응축열전달 실험을 수행하였다. 여러 연구자의 실험데이터와 실험결과를 모두 포함하여 15%의 평균편차를 가지는 상관식을 성공적으로 예측하였다.

$$Nu = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2.17)$$

$$Nu_F = 0.38 \sqrt{f_v} \frac{\phi_v}{X_{tt}} \left(\frac{u_L}{u_V}\right)^{0.1} \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.1} Re_L^{0.9} \quad (2.18)$$

$$Nu_B = 0.35 Bo^{0.15} H(\xi) \left(\frac{GaPr_L}{Ja_L}\right)^{0.25} \quad (2.19)$$

$$\Phi_V^2 = 1 + CX_{tt}^n + X_{tt}^2 \quad (2.20)$$

$$C = 211 - \exp(-0.28Bo^{0.5})1 - 0.45\exp(-0.02Fr^{1.2}) \quad (2.21)$$

$$n = 1 - 0.87\exp(-0.001Fr)Bo \quad (2.22)$$

제 3 장 실험장치 및 방법

3.1 응축 열전달 실험장치

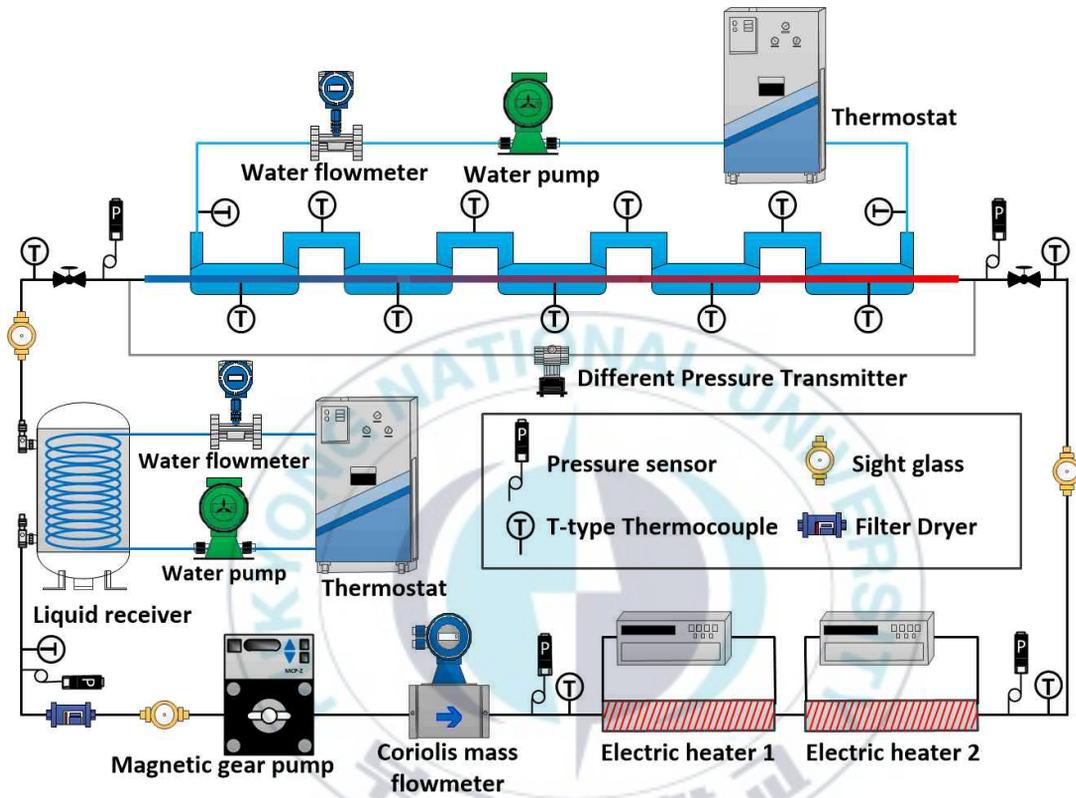


Figure 3.1 Schematic diagram of Condensation experiment equipment

본 실험에서 사용된 실험장치는 이중관 열교환기 내 HFO-1234yf의 열전달특성을 파악하기 위해 고안되었으며, 본 장치를 통해 응축 열전달계수 및 압력강하를 측정하고자 하였다. Figure 3.1은 유체 냉각 방식의 흐름 응축 열전달 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 크게 냉매 순환부, 냉각수 순환부, 물-에틸렌글리콜 순환부의 세 부분으로 구성된다. 본 실험장치에 사용된 구성기기들의 종류와 특징을 Table 3.1에 나타내었다.

Table 3.1 Specification of composition equipment

Equipments	Specifications
Magnetic gear pump	Manufacturer : DongBang HighTech Model : MG317XK/WB Flow Range : 0.3 - 6 L/min
Liquid receiver	Manufacturer : DongHwaWin Model : DHRV-100 Receiving volume : 15 L
Brine pump	Manufacturer : Wilo Model : PW-K261M Rate flow rate(Max) : 25 L/min
Water pump	Manufacturer : Wilo Model : PW-K261M Rate flow rate(Max) : 25 L/min
Water thermostat	Manufacturer : P.K. tec Power : 3 Phase, 380 V Capacity : 11.58 kW Refrigerant : HFC-134a
Brine thermostat	Manufacturer : P.K. tec Power : 3 Phase, 380 V Capacity : 11.58 kW Refrigerant : HFC-410A

3.1.1 냉매 순환부

냉매 순환부는 기어펌프, 질량유량계, 예열기, 시험부, 수액기로 구성되어 있다. 질량유량계(OVAL사 ULTRAmassMK II)는 냉매의 정확한 유량측정을 위해 코리올리스(Coriolis) 원리를 이용한 질량유량계를 사용하였다. 예열기는 2개로 구성되어 있으며 각각 4 kW, 2 kW를 공급할 수 있게 만들었고 가변전원 공급 장치를 사용하여 냉매에 공급하는 열량을 조절하였다. 4 kW 예열기는 외경 12.7 mm, 길이 1,000 mm인 동관 4 개에 각각 Ω /m인 니크롬선을 mm를 감아 병렬로 연결하였다. 2 kW 예열기는 외경 12.7 mm, 길이 1,000 mm인 동관 2개에 각각 Ω /m인 니크롬선을 mm를 감아 병렬로 연결하였다. 시험부 전단에는 약 3,000 mm 정도의 단열된 동관을 설치하여 냉매가 평형 상태를 이룬 뒤 시험부에 들어가게 하였다. 수액기는 DongHwaWin 사의 DHRV-100을 사용하였으며 내부에 외경 9.52 mm, 길이 30,000 mm 동관을 말아 넣어 냉매와 물-에틸렌글리콜이 열 교환할 수 있게 하였다.

3.1.2 냉각수 순환부 & 물-에틸렌글리콜 순환부

냉각수는 주 시험부인 이중관 열교환기 내관과 외관 사이의 환상 공간에 흐르면서 관내의 2상 상태로 흐르는 냉매를 응축시킨다. 냉각수 순환부는 항온조, 수 펌프, 수 유량계로 구성되어 있다. 주 시험부에 들어가는 냉각수 온도를 일정하게 하도록 5 kW급을 사용하였다. 물-에틸렌글리콜 순환부는 항온조, 브라인 펌프, 브라인 유량계로 구성되어 있다. 물-에틸렌글리콜은 주 시험부를 나온 2상 상태의 냉매를 과냉각 시키며 3 kW급 항온조를 사용하여 정밀하게 온도를 제어하였다.

3.1.3 주 시험부

주 시험부는 이중관 열교환기 형태로 제작하였으며 내관은 외경 6.35 mm, 내경 4 mm인 동관, 외관은 외경 19.05 mm, 내경 16.91 mm인 동관을 사용하여 제작하였다. 내관에는 냉매가 흐르고 내관과 외관 사이의 환상 공간에는 냉각수를 흐르게 하여 대향류로 열을 교환하게 하였다.

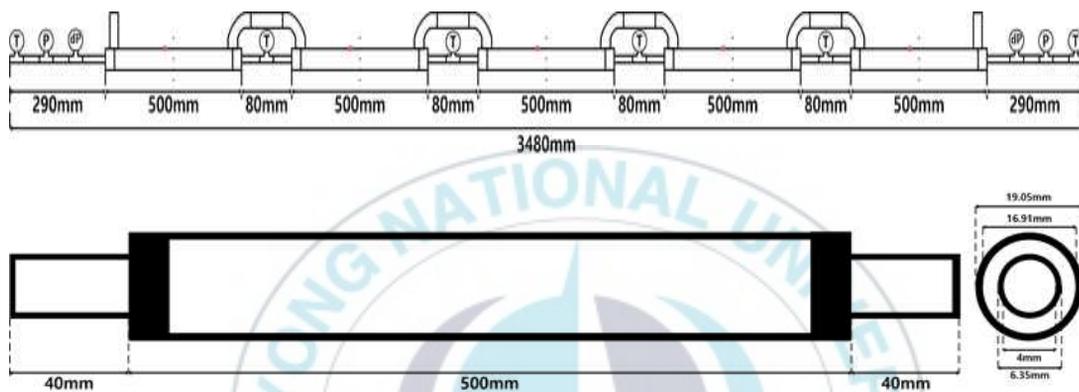


Figure 3.2 Detail view of test section

주 시험부인 이중관 열교환기는 Figure 3.2에서 볼 수 있듯이 전체 길이는 3,480 mm이며 실제 열교환이 일어나는 시험부의 길이는 2,500 mm이며 입구와 출구에는 냉매의 온도, 압력 및 차압을 측정할 수 있는 포트가 존재한다. 각각의 시험부는 500 mm이며 중심부에는 벽면온도를 측정하기 위한 T-type 열전대를 부착하였다. 열전대는 각각의 위치에서 상하좌우에 작은 홈을 낸 뒤 관 표면에 직접 접촉시켰으며 열전대의 센서 부분과 냉각수가 직접 접촉하지 않도록 알루미늄 테이프로 마감하였다. 그 뒤 열전대들을 접착한 위치에서 흐름 반대 방향으로 약 30 mm 정도 뒤로 외관에 구멍을 내어 주 시험부 밖으로 빼냈다. 주 시험부는 열이 외부로 손실되는 것을 방지하기 위하여 성능이 우수한 단열재로 충분히 단열하였다.

3.1.4 데이터 측정

냉매와 물의 온도를 측정하기 위해 정밀도가 ± 0.1 °C인 T-type 열전대를 사용하였으며 압력은 정밀 압력계(SENSYS사 PSCE0030BCPJB)로 측정하였으며 시험부 양단의 압력차를 측정하기 위해서 정밀 차압계(NURITECH사 DPS200111)를 사용하였다. 예열기의 공급되는 열량을 조절하기 위해서 가변 전원 공급 장치(Slidac, 0~240 V)를 사용하고, 공급되는 열량은 파워미터(YOKOGAWA사 WT210)를 사용하여 측정하였다. 이들 각 장치로부터 출력되는 온도, 압력, 유량 전력 등의 모든 신호는 데이터 로거(YOKOGAWA사 GM10)를 사용하여 수집하였다. 본 실험에서 사용된 계측기들의 종류와 특징은 Table 3.2에 나타내었다.



Table 3.2 Specification of sensor instrument

Equipments	Specifications
T-type thermocouple	Manufacturer : OMEGA Model : TT-T-24S Range(max) : 200 °C
Pressure sensor	Manufacturer : Sensys Model : PSCE0030BCPJB Range : 0 - 30 bar
Different pressure transmitter	Manufacturer : NURITECH Model : DPS200111 Range : 0 - 1 bar
Data loggor	Manufacturer : YOKOGAWA Model : GM10
Power meter	Manufacturer : YOKOGAWA Model : WT332E
Coriolis mass flowmeter	Manufacturer : OVAL Model : ULTRAmassMK II Temperature range : -200 - 200 °C Flow range : 0 - 60 kg/h
Brine flowmeter	Manufacturer : Coreaflo Model : TBN-III-AD Rate flow rate : 2.8 - 11.36 L/min
Water flowmeter	Manufacturer : Coreaflo Model : TBN-III-AD Rate flow rate : 2.8 - 11.36 L/min
SLID-AC	Manufacturer : Daekwang Electric Model : 5K 300V Power : 300V, 5kW

3.2 실험방법 및 조건

본 연구에서는 HFC-134a의 대체냉매로 검토되고 있는 HFO-1234yf를 이용하여 수평관 내의 흐름 응축 열전달계수 및 압력강하를 측정하고 그 특성을 살펴보고자 한다.

실험 진행에 앞서 장치 전체의 밸브를 열고 장치의 기밀시험을 하기 위해 질소를 20 bar까지 장치를 주입한 뒤 하루 경과 후 누설검사를 하였다. 그 후 진공펌프를 연결 및 가동해 실험장치의 절대압력이 4 kPa까지 진공으로 만들고 냉매를 약 8.6 kg을 주입하였다.

실험 진행 시 HFC-410A 칠러와 항온조의 브라인 펌프를 가동하고 냉매 기어펌프를 가동해 기어펌프의 회전수를 조절하여 냉매 유량을 조절하였다. 냉각수는 HFC-134a 칠러를 작동시켜 일정 온도로 유지되면 냉각수 순환 펌프를 가동하여 시험부로 보낸다. 냉각수의 유량 조절은 바이패스 밸브를 이용하여 조절하였다. 그 후 예열기의 열량을 조절하기 위해 예열기 입구의 엔탈피와 시험부 입구의 목표 압력 및 건도의 해당하는 엔탈피를 계산하여 예열기의 열량을 조절한다. 예열기를 작동시킨 후 시험부 입구의 압력을 조절하기 위해 칠러의 온도를 조절하여 시험부 내의 온도와 압력이 정상 상태에 도달했을 때 실험조건인 작동온도, 질량 유속, 냉각수의 온도 및 유량 등을 정밀 조절하여 측정하였다. 그리고 실험 데이터 측정이 완료되면 다시 냉매 유량과 냉각수 유량을 조절하여 반복 실험을 하였다. 온도, 압력 및 유량 등을 측정하기 위한 검출 신호는 데이터 로거를 통하여 컴퓨터에 입력시켜 처리하였다.

Table 3.3은 실험조건을 정리하였다. 본 연구에 사용된 냉매는 HFC-134a의 대체냉매의 유력한 후보인 HFO-1234yf를 사용하였다. 건도는 0 - 1 까지 2상 구간의 열전달계수를 측정하였으며, 내경 4 mm 수평관을 사용하였

다. 포화온도는 30, 40, 50℃이며 이에 해당하는 포화압력은 0.79, 1.02, 1.30 2 MPa이다. 시험부의 전체 길이는 3,400 mm이며 400, 550, 700, 850, 1,000, 1,150 kg/m²s의 조건에서 실험을 진행하였다. 또한, 냉각수 온도에 따른 응축 열전달계수를 보기 위하여 각 포화온도에서 냉각수 온도를 변화하며 실험을 진행하였다.

Table 3.3 Experimental conditions

Parameter	Value	Unit
Refrigerant	HFO-1234yf	-
Quality	0 - 1	-
Tube diameter	4	mm
Saturation temperature	30 - 50	°C
Saturation pressure	0.79 - 1.302	MPa
Tube length	3,400	mm
Mass flux	400 - 1,150	kg/m ² s
Inner coolant temperature	10 - 35	°C

3.3 데이터 정리

본 연구에서 사용된 HFO-1234yf의 열물성값은 NIST에서 개발한 냉매 물성 계산 프로그램인 REFPROP version 8.0⁴⁰⁾ 를 이용하였다. 응축 열전달 및 압력강하 특성을 파악하기 위해서 실험 데이터는 다음과 같은 계산식을 사용하였다. 우선, 응축 열전달특성을 분석하기 위해 이중관 열교환기에 흐르는 냉매의 현열은 식 (3.1), 잠열은 식 (3.2)로 계산하며 냉각수의 열량은 식 (3.2)로 계산한다.

$$Q_{R, LH} = G_R(h_{R, in} - h_{R, out}) \quad (3.1)$$

$$Q_{R, SH} = G_R \cdot C_{P, R} \cdot (T_{R, out} - T_{R, in}) \quad (3.2)$$

$$Q_{coolant} = G_{coolant} C_{p, coolant} (T_{coolant, in} - T_{coolant, out}) \quad (3.3)$$

응축 열전달계수는 뉴턴의 냉각법칙을 기초로 한 식 (3.4)로 계산되며 내부 전열 면적은 식 (3.5)로 계산된다. 그리고 관 내벽 표면 온도는 정상 상태에서의 1 차원 전도 방정식을 사용하여 식 (3.6)으로 계산한다.

$$h = \frac{Q_{coolant}}{A_i \cdot (T_R - T_{w, in})} \quad (3.4)$$

$$A_i = \pi \cdot d_i \cdot L_{sub} \quad (3.5)$$

$$T_{w, in} = T_{w, out} + \frac{Q_{coolant} \cdot \ln \frac{D_o}{D_i}}{2\pi Lk} \quad (3.6)$$

냉매의 건도는 다음의 식 (3.7)과 같이 계산할 수 있고 시험부의 구간별 출구 건도는 식 (3.8)와 같이 계산한다.

$$x_{avg} = \frac{x_{in} + x_{out}}{2} \quad (3.7)$$

$$x_{out} = x_{in} - \frac{Q_{coolant}}{G_R \cdot i_{fg}} \quad (3.8)$$

수평 관으로 구성된 시험부의 압력강하는 식 (3.9)와 같이 마찰에 의한 압력강하, 가속에 의한 압력강하로 구성된다. 본 연구에서는 냉매의 마찰 압력강하를 계산하기 위해 전체압력강하에서 가속에 의한 압력강하를 제외하고 계산한다. 가속에 의한 압력강하는 식 (3.10)으로 계산한다.⁴¹⁾

$$\Delta P = \Delta P_{friction} + \Delta P_{acceleration} \quad (3.9)$$

$$P_{acceleration} = m_r^2 \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\epsilon)} + \frac{x^2}{\rho_G^\epsilon} \right]_{out} + \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\epsilon)} + \frac{x^2}{\rho_G^\epsilon} \right]_{in} \quad (3.10)$$

$$\epsilon = \frac{x}{\rho_G} \left[(1 + 0.12(1-x)) \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) + \frac{1.18(1-x)[g\sigma(\rho_L - \rho_G)]^{0.25}}{m_r^2 \rho_L^{0.5}} \right]^{-1} \quad (3.11)$$

$$\Delta P_{friction} = \Delta P - \Delta P_{acceleration} \quad (3.12)$$

제 4 장 실험결과 및 고찰

4.1 응축열전달 특성

본 연구에서는 외경이 6.35 mm이고 내경이 4 mm인 수평원관을 사용하여 포화온도 30, 40, 50℃에서 질량 유속 400 - 1,150 kg/m²s, 냉각수 온도를 10 - 35℃로 바꿔가며 HFO-1234yf의 흐름 응축 열전달계수를 측정하였다.

4.1.1 질량유속에 따른 열전달계수

Figure 4.1 - 4.3은 냉매 포화온도 30, 40, 50℃로 일정하게 하고 질량 유속의 변화에 따른 HFO-1234yf의 국소 응축 열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서 X축은 건도를 나타내며 Y축은 국소 응축 열전달계수를 나타낸다. 그림에서 볼 수 있듯이, 일정 포화온도에서 질량 유속이 증가할수록 HFO-1234yf의 국소 응축 열전달계수는 증가하는 경향을 보인다. 이는 질량 유속이 증가함에 따라 레이놀즈 수가 증가하고 이에 따라서 난류가 증가하여 국부 응축 열전달계수가 증가한 것으로 사료 된다. 또한, 낮은 질량 유속보다는 높은 질량 유속에서 더욱 높은 열전달계수를 보였으며 질량 유속에 따른 국소 응축 열전달계수는 질량 유속에 비례하여 커지며 각각 선형적으로 증가하는 모습을 보였다. 그러나 낮은 건도와 낮은 질량 유속에서는 질량 유속의 영향에 낮은 의존성을 보였다. 이것은 질량 유속이 낮고 낮은 건도에서는 냉매의 유동이 발달되지 못한 것으로 고찰하였다. 즉, 질량 유속이 낮아질수록 열전달계수의 증가비율은 낮은 것을 알 수 있으며, 국소 응축 열전달계수에 낮은 영향력을 미치는 것을 알 수 있다. 또한, Figure 4.1 - 4.3에서 알 수 있듯이 높은 건도 영역이 낮은 건도 영역보다 응축 열

전달계수가 큰 경향을 보였다. 이것은 시험부 내의 냉매 건도가 증가함에 따라 난류가 증가하면서 환상류라는 유동이 발달하였기 때문이다. 이는 건도가 커질수록 최댓값을 가지는 것을 알 수 있다.



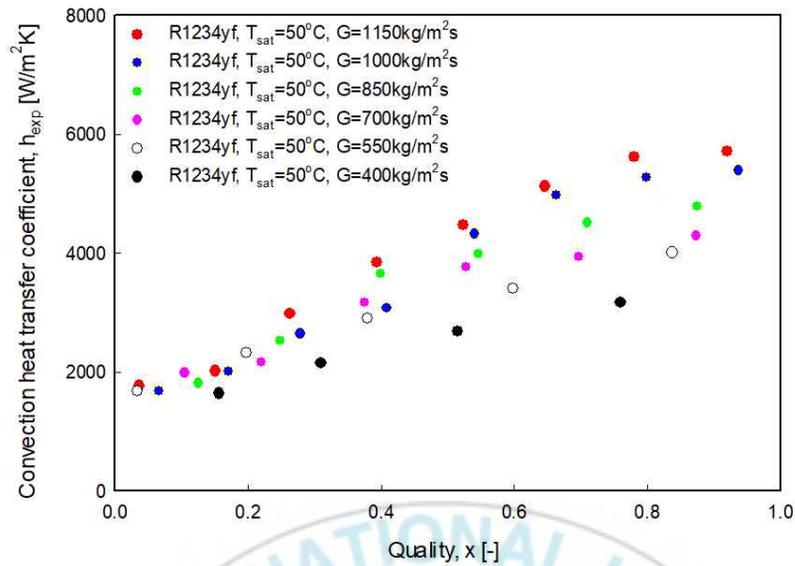


Figure 4.1 HFO-1234yf condensation heat transfer coefficient for saturation temperature 30°C

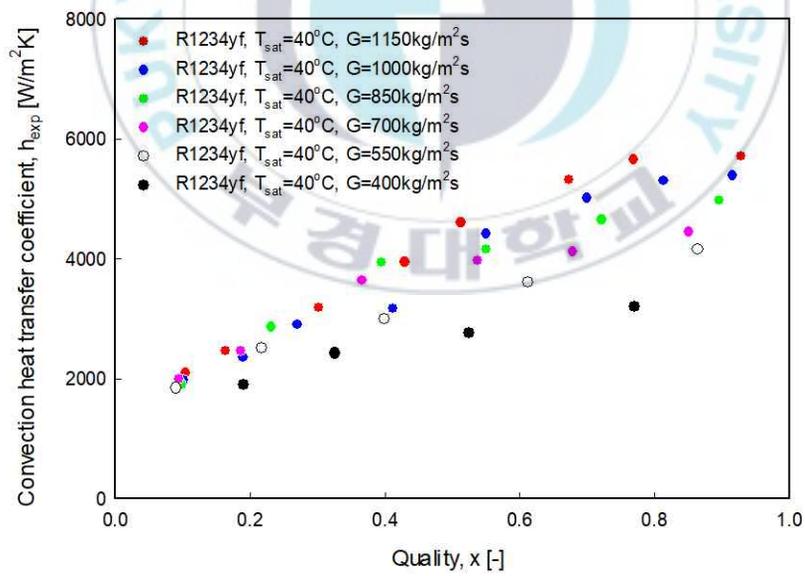


Figure 4.2 HFO-1234yf condensation heat transfer coefficient for saturation temperature 40°C

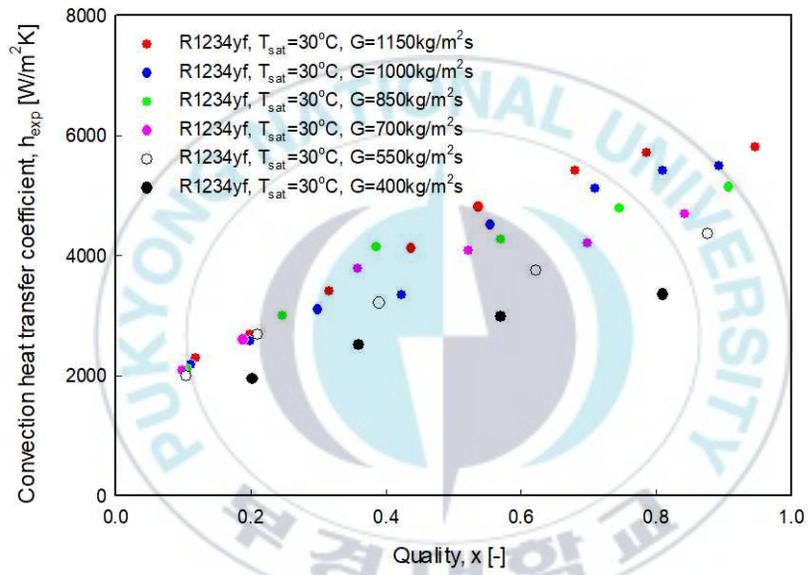


Figure 4.3 HFO-1234yf condensation heat transfer coefficient for saturation temperature 50 °C

4.1.2 포화온도에 따른 열전달계수

Figure 4.4 - 4.5는 HFO-1234yf가 응축되는 동안, 높은 질량 유속과 낮은 질 유속에서 포화온도 변화에 따른 국부 응축 열전달계수를 나타낸다. 그림에서 볼 수 있듯이, 국소 응축 열전달계수는 모든 포화온도에서 건도가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보이며 포화온도가 증가할수록 국부 응축 열전달계수는 감소하는 경향을 보인다. 이는 포화온도가 증가함에 따라 냉매의 열역학적 물성치 중 냉매액의 열전도율이 감소하게 되며 액막의 열저항을 증가시켜 결과적으로 냉매의 응축 열전달계수를 증가시키게 된다.

$$P_r = \frac{P}{P_c} \quad (4.1)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G}\right)^{0.1} \quad (4.2)$$

또한, 냉매의 포화온도 증가는 식 (4.1)로 계산되는 환산압력을 증가시키며 이러한 변화는 마티넬리 변수(Martinelli parameter)와 큰 관련이 있다. 식 (4.2)로 계산되는 마티넬리 변수는 액상과 기상의 밀도비, 점성계수비를 나타내고 있는 변수이다. 냉매의 환산압력이 커짐에 따라 냉매는 2상 유동의 특성을 잃게 되고, 단상 상태의 특성에 가까워지게 되고, 이로 인해 포화온도가 증가함에 따라 응축 열전달계수의 감소를 예상할 수 있다.

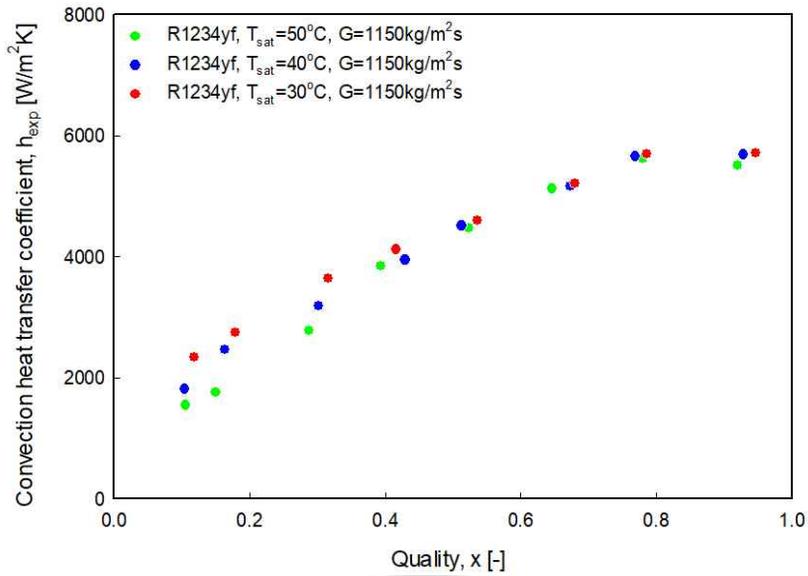


Figure 4.4 Comparison of HFO-1234yf condensation heat transfer coefficient according to saturation temperature with $G=1,150\text{kg/m}^2\text{s}$

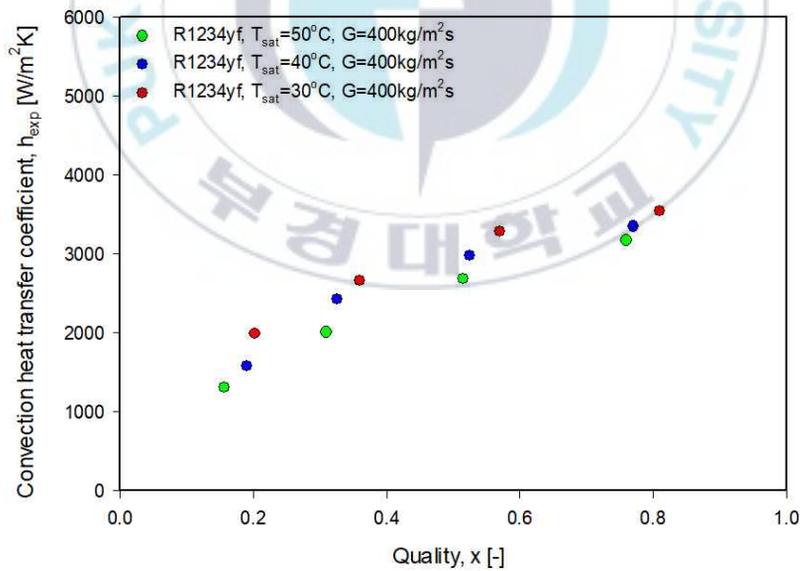


Figure 4.5 Comparison of HFO-1234yf condensation heat transfer coefficient according to saturation temperature with $G=400\text{kg/m}^2\text{s}$

4.1.3 냉각수 온도에 따른 열전달계수

Figure 4.6 - 4.7은 포화온도 50℃에서 냉각수 온도에 따른 국부 응축 열전달계수를 보여준다. 냉각수 온도가 낮아질수록 냉매와 냉각수의 온도차가 커지게 되고 이는 결과적으로 냉매에서 냉각수로 열전달열 유속이 커지게 된다. Figure 4.6은 질량 유속 400 kg/m²s에서 냉각수 온도에 따른 열전달계수를 나타낸다. 모든 건도에서 냉각수 온도가 감소함에 따라 국부 응축 열전달계수가 커지는 것을 알 수 있다. 특히, 낮은 건도 영역에서 냉각수의 영향이 크게 나타나는데 이는 난류의 영향이 감소하면서 온도차에 의한 열전달계수가 커짐을 알 수 있다. 그러나 Figure 4.7에서 볼 수 있듯이 높은 질량 유속인 1000 kg/m²s에서는 그 영향이 거의 없어짐을 알 수 있는데 이는 질량 유속이 빨라지면서 강제 대류가 주요 열전달 메커니즘으로 작용하여 열 유속에 영향이 거의 사라지며 이와 같은 결과를 보이는 것으로 사료된다.

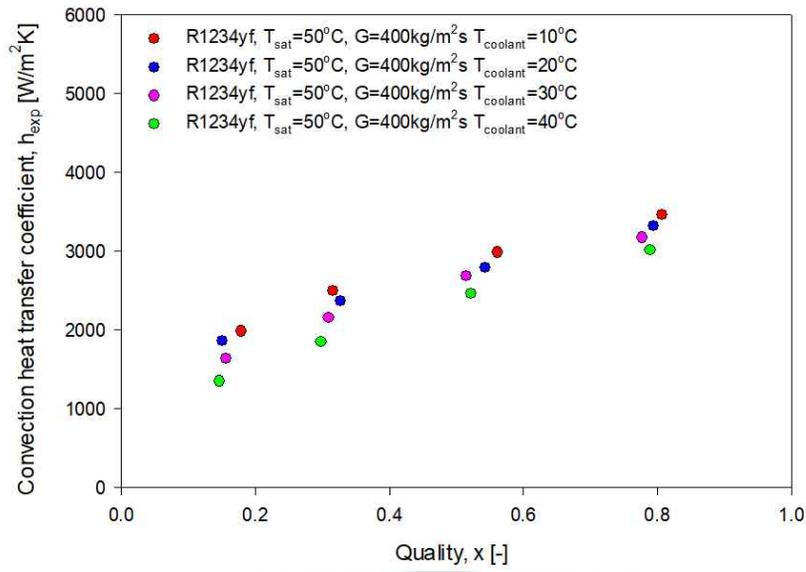


Figure 4.6 Comparison of HFO-1234yf condensation heat transfer coefficient according to coolant temperature with $G=400\text{kg/m}^2\text{s}$

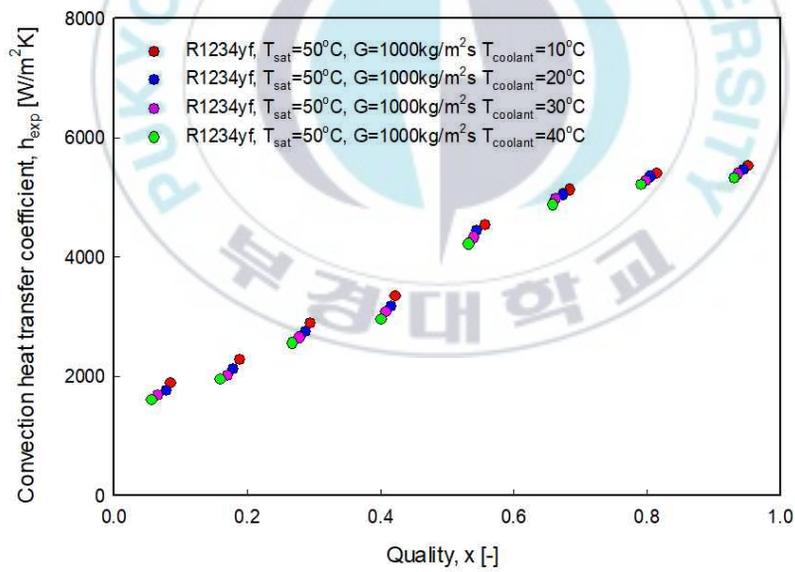


Figure 4.7 Comparison of HFO-1234yf condensation heat transfer coefficient according to coolant temperature with $G=1,000\text{kg/m}^2\text{s}$

4.1.4 열전달계수 비교

Figure 4.8은 포화온도 40℃, 질량 유속 400, 500 kg/m²s에서 HFC-134a와 HFO-1234yf의 열전달계수를 비교하였다. 실험결과를 보면 낮은 질량 유속, 낮은 건도에서는 HFO-1234yf의 국부 응축 열전달계수가 크며 높은 건도에서는 HFC-134a의 국부 응축 열전달계수가 커짐을 알 수 있다. 이는 주로 냉매액이 많은 낮은 건도 영역에서 HFC-134a보다 HFO-1234yf의 냉매액의 밀도가 작고 이는 낮은 건도에서도 HFC-1234yf의 유속이 더 빠르다는 것을 알 수 있다. 이는 HFO-1234yf의 난류의 영향이 HFC-134a보다 강하게 적용함을 알 수 있다.

Figure 4.9은 포화온도 40℃, 질량유속 1000, 1150 kg/m²s에서 HFC-134a와 HFO-1234yf의 열전달계수를 나타내었고 대부분의 건도에서 HFC-134a의 국부 응축 열전달계수가 크다는 것을 알 수 있다. 이는 매우 높은 질량 유속에서는 HFO-1234yf의 밀도의 영향보다는 HFC-134a의 표면 장력, 점성계수 등의 다른 열역학적 물성치에 크게 의존하며 이는 타 연구자의 결과와 매우 유사함을 알 수 있다.

Table 4.1은 본 실험을 통해 얻은 결과를 현재까지 널리 알려지고 2.3절에서 설명한 Haraguchi et al.(1994)³⁵, Dobson and Chato(1998)³⁶, Son and Lee(2009)³⁷, Patel et al.(2019)³⁸, Bashar et al.(2020)³⁹의 상관식과 비교한 결과를 보여준다. 여기에서 사용된 평균 오차(Average deviation)와 절대 평균 오차(Mean deviation)은 식 (4.3), (4.4)를 이용하여 계산하였다.

$$Average\ deviation = \frac{1}{n} \sum \left[\frac{(h_{cal} - h_{exp}) \times 100}{h_{exp}} \right] \quad (4.3)$$

$$Mean\ deviation = \frac{1}{n} \sum ABS \left[\frac{(h_{cal} - h_{exp}) \times 100}{h_{exp}} \right] \quad (4.4)$$

Patel et al.(2019)³⁸⁾ 상관식을 제외하고 절대오차 30%이내에서 실험결과를 예측하였으며 특히 Basher et al.(2020)³⁹⁾ 상관식은 평균 오차 8.12%, 절대오차 16.87%로 가장 잘 예측하였다. Figure 4.10은 Basher et al.(2020)³⁹⁾의 상관식이 예측값과 실험값을 비교하였다. 이 결과는 복잡한 흐름 응축 열전달의 메커니즘을 생각하면 25%의 오차는 충분히 고려할 수 있는 오차이며 Basher et al.(2020)³⁹⁾의 상관식을 그대로 이용하여 HFO-1234yf를 이용하는 응축기 설계에 이용할 수 있음을 알 수 있다.



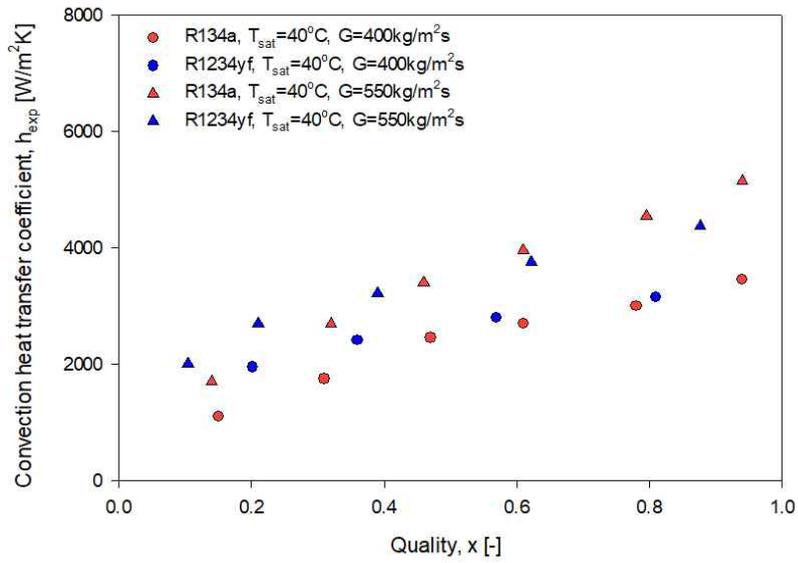


Figure 4.8 Comparison of condensation heat transfer coefficient of HFC-134a and HFO-1234yf at low mass flux

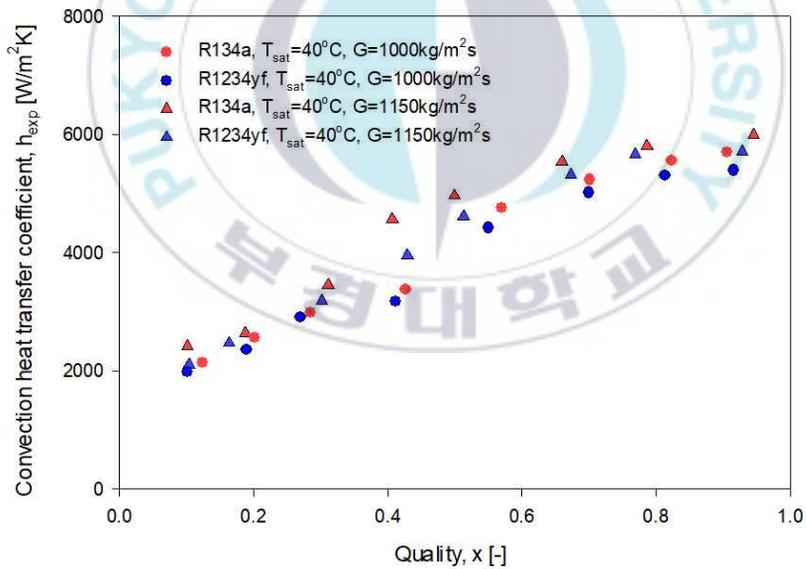


Figure 4.9 Comparison of condensation heat transfer coefficient of HFC-134a and HFO-1234yf at high mass flux

Table 4.1 Deviations of condensation heat transfer coefficient

Correlation	AD [%]	MD [%]
Haraguchi et al. (1994)	5.82	24.83
Dobson and Chato (1998)	-18.96	27.11
Son and Lee (2009)	-12.89	18.97
Patel et al. (2019)	-60.84	50.72
Bashar et al. (2020)	8.12	16.87

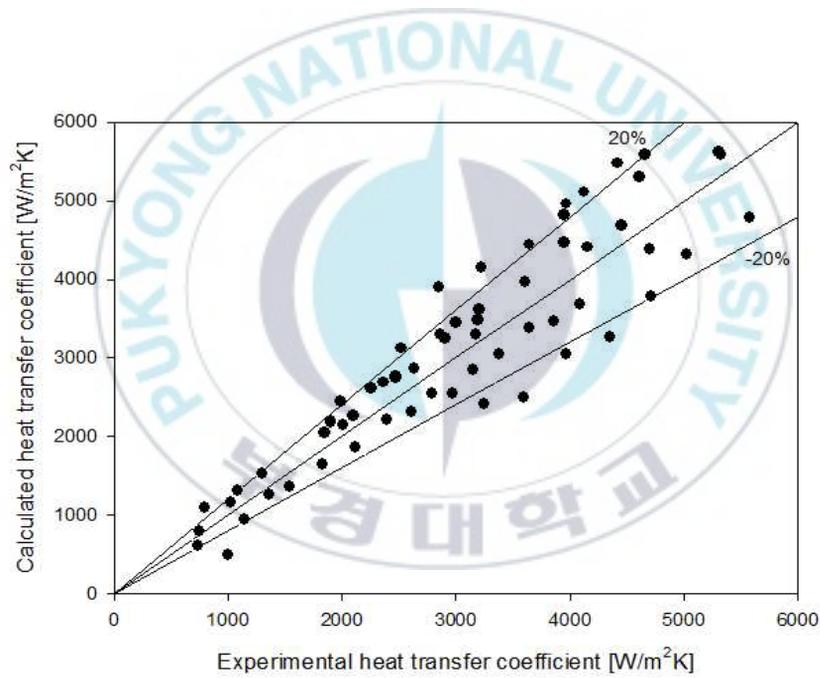


Figure 4.10 Comparison between experimental condensation heat transfer coefficients and calculated by Bashar et al.³⁹⁾

4.2 압력강하 특성

열교환기에서 열전달 성능과 압력강하는 일반적으로 비례하는 특징이 있다. 이는 압력강하와 열전달계수 모두 비슷한 열역학적 물성치의 영향을 크게 받는 것으로 예상할 수 있다. 이는 이미 여러 연구자에 의해 증명되었다. 이러한 압력강하는 에너지의 손실을 유발하고 가능한 압력강하를 줄여야만 압축기 소요 동력을 감소시킬 수 있다. 따라서 냉매의 열전달계수와 압력강하는 동시에 고려하여 실제 설계에 사용되어야 한다.

4.2.1 질량 유속에 따른 압력강하

Figure 4.11 - 4.13은 냉매 포화온도 30, 40, 50°C로 일정하게 하고 질량 유속의 변화에 따른 HFO-1234yf의 마찰 압력강하를 나타낸 것이다. 모든 그림에서 확인할 수 있듯이 모든 건도와 질량 유속이 증가할수록 커지는 것으로 나타났다. 이는 질량 유속의 증가는 결과적으로 난류의 세기를 크게 하고 이로 인해 압력강하가 커지게 된다.

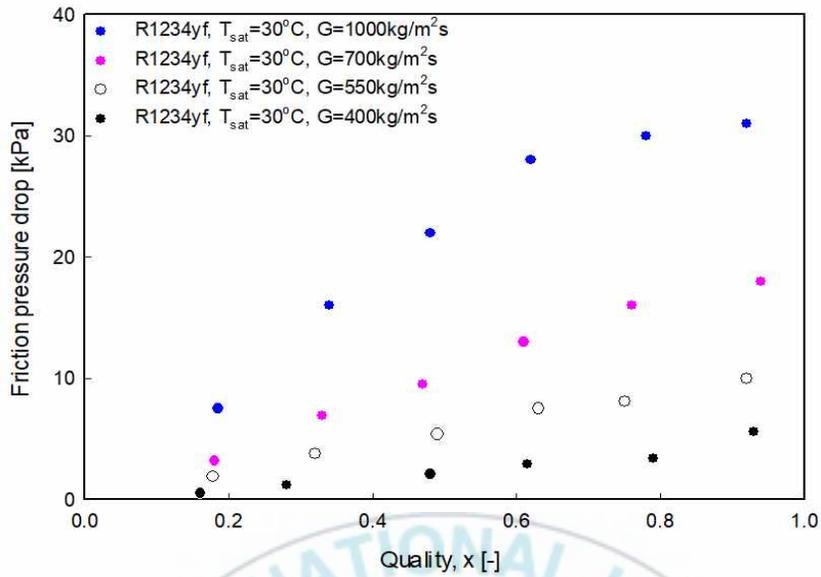


Figure 4.11 HFO-1234yf friction pressure drop for saturation temperature 30 °C

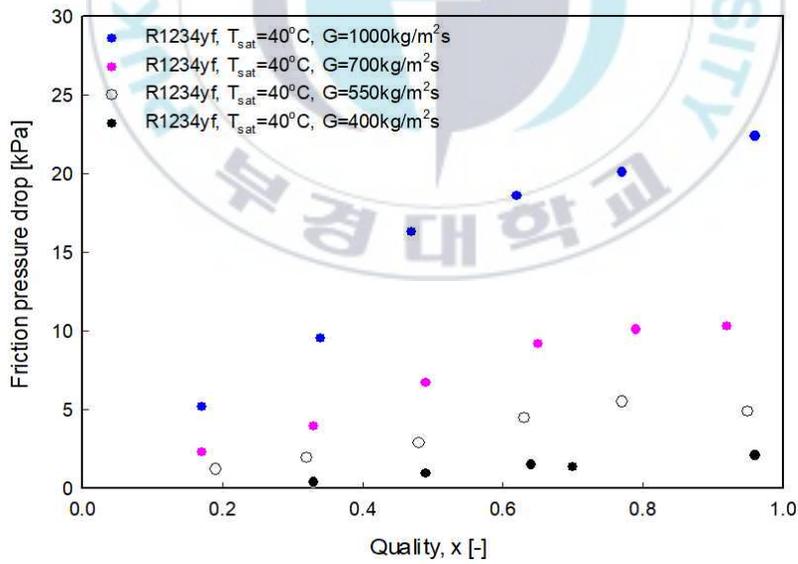


Figure 4.12 HFO-1234yf friction pressure drop for saturation temperature 40 °C

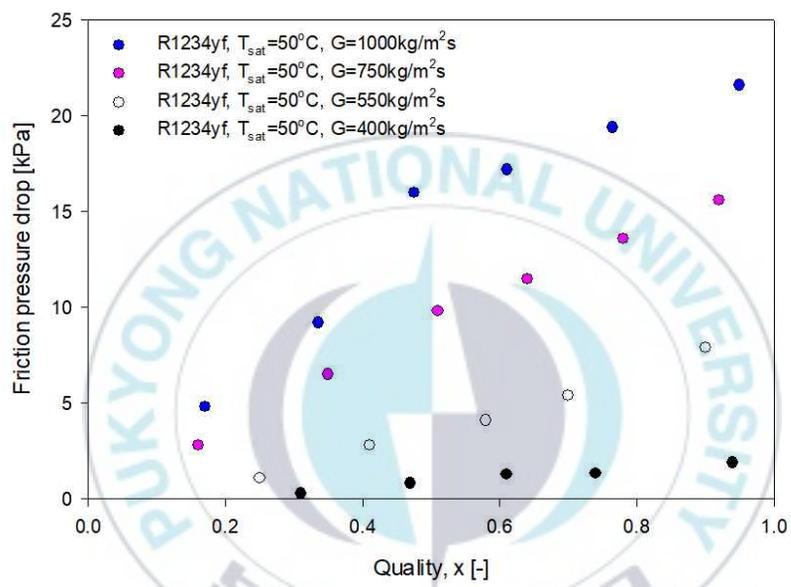


Figure 4.13 HFO-1234yf friction pressure drop for saturation temperature 50°C

4.2.2 포화온도에 따른 압력강하

Figure 4.14는 HFO-1234yf의 질량 유속 550, 1,000 kg/m²s에서 포화온도를 30 °C에서 40 °C로 바뀌가며 마찰 압력강하를 비교하였다. 그림에서 볼 수 있듯이 포화온도 상승하면 압력강하가 작아지는 것을 확인할 수 있다. 이는 Jung et al.(1989)⁴²⁾의 상관식에 의해 잘 설명된다.

$$\Delta P_{tp} = \frac{2f_{LO}G^2L}{D\rho_L} \left[\frac{1}{x} \int_0^x \Phi_{tp}^2 dx \right] \quad (4.5)$$

$$\Phi_{tp}^2 = 12.82X_{tt}^{-1.47}(1-x)^{1.8} \quad (4.6)$$

$$f_{LO} = 0.046Re^{-0.2} (5000 < Re < 200000) \quad (4.7)$$

식 (4.5)는 Martinelli and Nelson⁴²⁾의 압력강하 식을 수정하여 제시된 Jung et al.(1989)⁴²⁾의 상관식이다. 식을 보면 압력강하는 액체와 기체의 밀도, 점도 등으로 이루어진 식 (4.2)에 비례한다는 것을 알 수 있다. 포화온도가 낮아지면 X_{tt} 값이 작아지며 압력강하도 작아지는 것을 확인할 수 있다.

4.2.3 압력강하 비교

Figure 4.17은 포화온도 40 °C, 질량 유속 400, 500 kg/m²s에서 마찰 압력강하를 HFC-134a와 HFO-1234yf를 비교하였다. 대부분의 건도에서 HFC-134a의 마찰 압력강하가 HFO-1234yf보다 높은 것을 알 수 있다. 이는 HFC-134a의 액체와 증기의 점성계수, 표면 장력 등 압력강하와 관련된 열역학적 인자들이 모두 크기 때문이다.

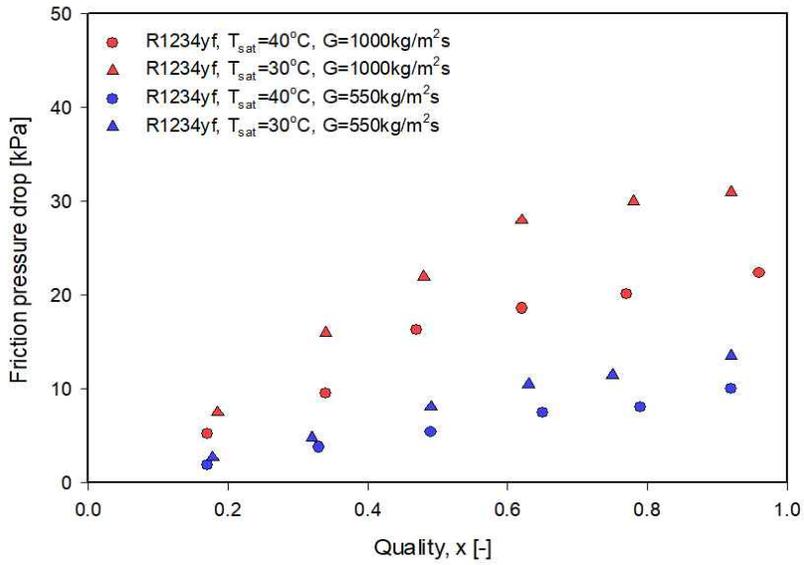


Figure 4.14 Comparison of HFO-1234yf friction pressure drop according to saturation temperature

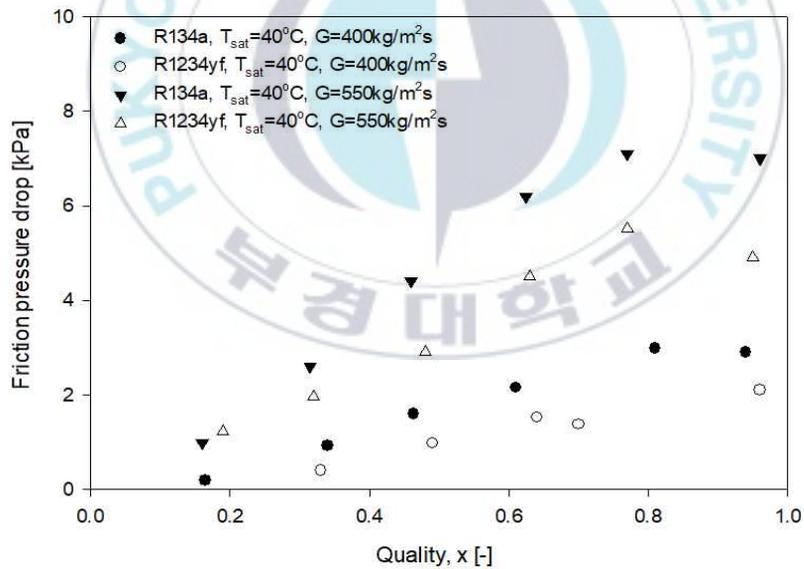


Figure 4.15 Comparison of friction pressure drop of HFC-134a and HFO-1234yf at low mass flux

제 5 장 결 론

본 연구에서는 현재 자동차 공조용 냉매로 쓰이고 있으나 지구온난화를 시키므로 GWP가 0인 냉매로 대체야 하는 HFC-134a와 이를 대체할 수 있는 HFO-1234yf 냉매의 흐름 응축 열전달계수를 측정하기 위한 장치를 제작하여 같은 응축온도와 냉각수 온도에서 질량 유속을 400, 550, 700, 850, 1,000, 1,150 kg/m²s으로 변화시켜 가면서 흐름 응축 열전달계수 및 압력강하를 측정하였다.

실험을 위한 열교환기는 이중관 열교환기로 내관은 외경 6.35 mm, 내경 4 mm, 외관은 외경 19.05 mm, 내경 16.91 mm으로 제작하여 사용하였으며, 2차 유체를 사용하여 냉각시키는 방식을 사용하였다. 또한, 뉴턴의 냉각법칙을 이용하여 열전달계수를 구하기 위해 직접 T-type 열전대를 벽면에 부착시켜 실험을 수행하였다. 실험결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 이중관 열교환기 내 HFO-1234yf의 응축 열전달계수 및 압력강하는 건도, 질량 유속이 증가함에 따라 증가하였다. 그러나 낮은 건도에서는 질량 유속의 영향이 거의 나타나지 않았다

(2) 응축 열전달계수는 포화온도가 증가함에 따라 감소하였으나 높은 질량 유속, 높은 건도에서는 포화온도의 영향이 거의 나타나지 않았다. 또한, 냉각수와 냉매의 온도차가 커짐에 따라 열전달계수는 커지는 경향을 보였다. 그러나 높은 질량 유속에서는 그 차이가 거의 나타나지 않았다.

(4) HFO-1234yf의 응축 열전달계수는 거의 모든 건도에서 HFC-134a에 비

해 낮다. 그러나 낮은 질량 유속, 낮은 건도 영역에서 HFO-1234yf의 응축 열전달계수는 HFC-134a보다 크다. 이것은 두 냉매의 열전도도, 표면 장력, 밀도 등 냉매 물성값 차이 때문이다.

(5) 본 연구의 실험결과를 타 연구자의 상관식에 적용한 결과, Patel et al.(2019)³⁸⁾ 상관식을 제외하고 절대오차 30% 이내에서 실험결과를 예측하였으며 특히 Basher et al.(2020)³⁹⁾ 상관식은 평균 오차 8.12%, 절대오차 16.87% 로 가장 잘 예측하였다. 따라서 본 논문의 연구결과는 HFO-1234yf를 이용하는 응축기 최적 설계에 기초 자료로 활용할 수 있을 것이다.



참고문헌

1. S. H. Yoon, 2015, "Heat pump air conditioning and heat management technology trends in electric vehicles", The Society Of Air-Conditioning And Refrigerating Engineers Of Korea, Vol. 44, No. 11, pp. 18-24.
2. W. S. Lee, 2019, "Electric vehicle heat pump system development trend", The Society Of Air-Conditioning And Refrigerating Engineers Of Korea, Vol. 48, No. 48, pp. 28-36.
3. K. Tanaka and Y. Higashi, 2010, "Thermodynamic Properties of HFO-1234yf (2,3,3,3-tetrafluoropropene)," Int. J. of Refrigeration, Vol. 33, pp. 474-479.
4. D. Del Col, D. Torresin, A. Cavallini, 2010, "Heat transfer and pressure drop during condensation of the low GWP refrigerant R1234yf", International Journal of Refrigeration, Vol. 33, pp. 1307-1318.
5. Md. Anowar Hossain, Yoji Onaka, Akio Miyara, 2012, "Experiment study on condensation heat transfer and pressure drop in horizontal smooth tube for R1234ze(E), R32 and R410A", International Journal of Refrigeration, Vol. 35, pp. 927-938.
6. L. Wang, C. Dang, E. Hihara, 2012, "Experimental study on condensation heat transfer and pressure drop of low GWP refrigerant HFO1234yf in a horizontal tube", International Journal of Refrigeration, Vol. 35, pp. 1418-1429.
7. R. Agarwal, P. Hrnjak, 2015, "Condensation in two phase and desuperheating zone for R1234ze(E), R134a and R32 in horizontal smooth tubes", International Journal of Refrigeration, Vol. 50, pp. 172-183.

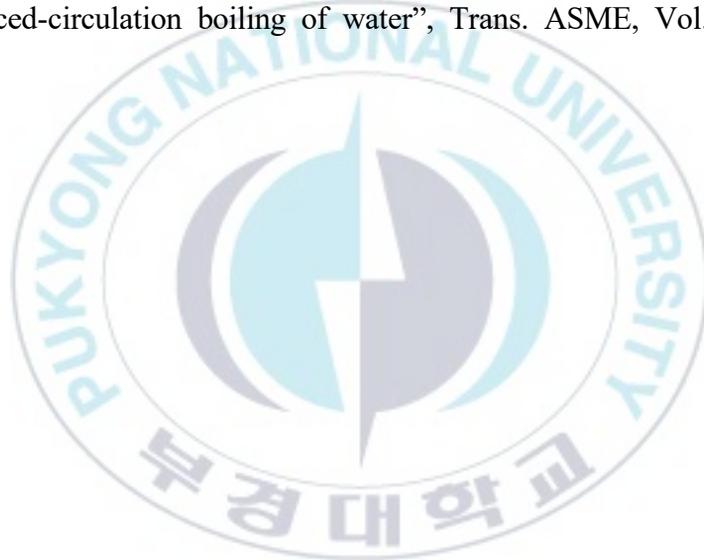
8. G. A. Longo, A. Mancin, G. Righetti, C. Zilio, 2017, “Saturated vapor condensation of HFC404A inside a 4mm ID horizontal smooth tube - Comparison with the long term low GWP substitutes HC290(Propane) and HC1270(Propylene)”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 108, pp. 2088-2099.
9. J. Zhang, N. Zhou, W. Li, Y. Luo, S. Li, 2018, “An experimental study of R410A condensation heat transfer and pressure drops characteristics in microfin and smooth tubes with 5 mm OD”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 125, pp. 1284-1295.
10. C. Y. Yang, H. Nalbandian, 2018, “Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerants HFO-1234yf and HFC-134a in a small circular tube”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 127, pp. 218-227.
11. Q. Guo, M. Li, H. Gu, 2018, “Condensation heat transfer characteristics of low-GWP refrigerants in a smooth horizontal mini tube”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 126, pp. 26-38.
12. M. Hirose, J. Ichinose, N. Inoue, 2018, “Development of the general correlation for condensation heat transfer and pressure drop inside horizontal 4 mm small diameter smooth and microfin tubes”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 90, pp. 238-248.
13. G. A. Longo, S. Mancin, G. Righetti, Z. Zilio, 2018, “Saturated vapor condensation of R410A inside a 4mm ID horizontal smooth tube - Comparison with the low GWP substitute R32”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 125, pp. 702 - 709.
14. G. A. Longo, S. Mancin, G. Righetti, C. Zilio, 2019, “Saturated vapour c

- ondensation of R134a inside a 4 mm ID horizontal smooth tube Comparison with the low GWP substitutes R152a, R1234yf and R1234ze(E)”, In International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 133, pp. 461-473.
15. T. A. Jacob, E. P. Matty, B. M. Fronk, 2020, “Comparison of R404A condensation heat transfer and pressure drop with low global warming potential replacement candidates R448A and R452A”, International Journal of Refrigeration, Vol. 116, pp. 9-22.
 16. M. K. Bashar, K. Nakamura, K. Kariya, A. Miyara, 2020, “Condensation heat transfer of R1234yf in a small diameter smooth and microfin tube and development of correlation”, International Journal of Refrigeration, Vol. 120, pp. 331-339.
 17. B. H. Lim, D. S. Jin, I. C. Yun and H. J. Seo, 2018, “Trends of Low GWP Refrigerant”, SAREK18-W-054m, pp. 200-201.
 18. M. Ghobane, J. A. Baker and P. S. Kadle, 2004, “Potential application of R-152a Refrigerant in vehicle climate control”, Part II, SAE Paper 2004-01-0918.
 19. W. Hill and S. Papasavva, 2005, “Life Cycle Analysis Framework; A Comparison of HFC-134a, HFC-134a Enhanced, HFC-152a, R744, R744 Enhanced and R290 Automotive Refrigerant Systems”, SAE Paper 2005-01-1511.
 20. H. Lee, J. Won, K. Cho and J. Kim, 2016, “The Development Trend of A/C system using alternative refrigerant for a vehicle”, SAREK16-W-081, pp. 301-304.
 21. J. P. Won, 2010, “Technology Trends of Automotive Refrigerant Automotive Air Conditioning System for Climate Change Regulations”, Magazine

-
- of the SAREK, Vol. 39, No. 2, pp. 10-16.
22. D. Del, C. D. Torresin and A. Cavallini, 2010, "Heat transfer and pressure drop during condensation of the low GWP refrigerant HFO1234yf", In International Journal of Refrigeration 33, pp. 1307-1318.
 23. M. Koban, 2009, "HFO-1234yf low GWP refrigerant LCCP analysis", SAE Paper 2009-01-0179.
 24. ASHRAE, 2010, "ASHRAE Standard 34-2010, Designation and safety classification of refrigerants".
 25. J. Choi, K. Cho and J. Kim, 2018, "A Study on the compliance of IEC standard to use of A2L refrigerant for KC safety standard", SAREK18-W-052, pp. 192-194.
 26. R. Moforte and L. Caretto, 2009, "Safety issues in the application of a flammable refrigerant gas in MAC systems: the OEM perspective", SAE Paper 2009-01-0541.
 27. L. Seybold, B. Styles, I. Lazaridis and H. Kneusels, 2014, "Vehicle hot surface ignition and mitigation measures of R-1234yf refrigerant for MAC systems", SAE Paper 2014-01-0422.
 28. M. Makino, N. Ogawa, Y. Abe and Y. Fujiwara, 2003, "Automotive Air-conditioning Electrically Driven Compressor", SAE Paper 2003-01-0734.
 29. J. Yoo, S. Bang, F. Ryan, Y. Bae and N. Sung, 2009, alternative refrigerant MAC system to prevent global warming", KSAE Annual Conference Proceedings, 09-B0049, pp. 298-305.
 30. H. Lee, J. Won, Y. Jung and Y. Kim, 2012, "An Experimental Study on Direct Expansion System's Performance of Mobile Alternative Refrigerant Air Conditioning System", KASE Annual Conference Proceedings, 12-B0

- 085, pp. 423-428.
31. D. Lee, 2015, "Experimental Study on the Performance Characteristics of a CO₂ Air-Conditioning System for Vehicles", Transactions of KSAE, Vol. 23, No. 1, pp. 18-24.
 32. O. J. Kim, D. H. Kim, S. H. Yoon and C. H. Song, 2015, "Global Trends of the Technology for Low GWP Refrigerant", SAREK15-W-036, pp. 130-133.
 33. J. S. Kim, 2011, "Heat exchanger design and practice", Goryeodong, pp. 70-72.
 34. O. Baker, 1954, "Simultaneous flow of oil and gas", Oil and Gas Journal, Vol. 53, p. 185.
 35. H. Haraguchi, S. Koyama, T. Fujii, 1994. "Condensation of refrigerants HCFC 22, HFC 134a and HCFC 123 in a horizontal smooth tube: (2nd report, proposal of empirical expressions for local heat transfer coefficient)", Trans. JSME Vol. 60, No. 574, pp. 245 - 252.
 36. M. K. Dobson, J. C. Chato, 1998, "Condensation in smooth horizontal tubes", J. Heat Transf, pp. 193 - 213.
 37. C. H. Son, H. S. Lee, 2009, "Condensation heat transfer characteristics of R-22, R-134a and R-410A in small diameter tubes", Heat Mass Transfer, Vol. 45, pp. 1153 - 1166.
 38. T. Patel, A. D. Parekh, P. R. Tailor, 2019, "Experimental analysis of condensation heat transfer and frictional pressure drop in a horizontal circular mini channel", Heat Mass Transfer
 39. M. K. Bashar, K. Nakamura, K. Kariya, A. Miyara, 2020, "Condensation heat transfer of R1234yf in a small diameter smooth and microfin tube a

- nd development of correlation”, International Journal of Refrigeration, Vol. 120, pp. 331-339.
39. NIST, REFPROP 8.0
40. S. G. Kandlikar, S. Garimella, D. Li, S. Colin and M. R. King, 2006, “Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels 1st edition”, Elsevier Science.
41. J. M. Robert, 1988, “Describing the Uncertainties in Experimental Results”, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 1, pp. 3-17.
42. R. C. Martinelli, and D. B. Nelson, 1948, “Prediction of pressure drop during forced-circulation boiling of water”, Trans. ASME, Vol. 70, pp. 695-702.



감사의 글

2019년 1월부터 어느새 2년의 세월이 흘러 석사과정을 마치고 학위논문을 제출하게 되었습니다. 전남대학교 학사과정을 시작으로 부경대학교 석사과정을 마치며 학문적으로나 인간적으로 많이 성장한 것 같습니다. 부경대학교 대학원에서 보낸 시간은 저에게 매우 의미 있고 행복했습니다. 단 한 번도 후회해본 적이 없을 정도로 너무나 저에게 값진 시간이었습니다. 부족한 저를 도와주고 가르쳐주신 모든 분께 감사의 인사를 드리고자 합니다.

우선, 항상 저에 관한 관심과 열정으로 논문을 지도해 주시면서 연구자가 갖추어야 할 정확성과 성실성을 깨우쳐주신 지도 교수님이신 손창효 교수님께 감사드립니다. 또한, 바쁜 시간을 쪼개어 열정적으로 수업해주시고 아낌없는 조언으로 지도 해주신 윤정인 교수님, 최광환 교수님, 금종수 교수님, 김은필 교수님, 김종수 교수님, 정석권 교수님 냉동공조공학과 모든 교수님께 감사드립니다. 대학원에서 행정 업무와 졸업에 신경을 써주신 김대한 조교님, 전은희 조교님께도 감사 인사드립니다.

또한, 부족한 저는 항상 논문과 과제 진행하며 여러 가지 고민과 인생에 대한 걱정이 많았습니다. 이러한 저에게 옆에서 도와주신 여러 감사한 분들이 계십니다. 언제나 저의 편에서 응원해준 은비, 타지생활을 항상 걱정 해주시며 챙겨주신 하수정 박사님, 실험을 진행하면서 많은 가르침을 주신 전민주 박사님, 언제나 진심으로 조언해주고 처음으로 선배의 모습을 보여준 준혁이형, 연구실을 항상 즐거운 분위기로 만들어 주고 현장에 대해 알려준 동익이형, 선배로서 많이 부족했지만, 이해해주고 속 깊은 한숨이, 대학에서부터 대학원까지 저를 믿고 따라준 은민이, 연구실에 이제 막 들어온 막내 승윤이, 저의 하나뿐인 동기 남욱이, 항상 장난치며 긴장을 풀어줬던 대호형, 저를 이리저리 데리고 다니며 놀아준 용기형까지 냉동시스템 연구실 모든 분께 감사합니다. 그리고 못난 형을 잘 받아주고 이해해준 광암이, 먼저 취업해서 저를 도와준 명훈, 중보, 나원 이 외에도 정광무 박사님, 에너지 시스템 연구실, 신재생 에너지 연구실, 냉동공조 자동제어 연구실, 친환경 공조시스템 연구실에 계신 모든 대학원생, 장치를 제작하며 여

러 도움을 주신 모든 회사 관계자분들 등 모든 분께 감사 인사드립니다.

마지막으로 저를 제일 많이 걱정 해주신 세상에서 제일 사랑하는 부모님, 옆에서 저의 조력자가 되어준 누나와 매형, 세상 밝은 웃음으로 집에서 저를 반겨주는 은결이와 은준이까지 말로 못다 할 만큼 감사합니다. 그리고 외할머니, 외할아버지, 하늘에 계신 할머니, 할아버지, 모든 친척분께 감사의 말씀 올립니다.

저는 이제 새로운 곳에서 새로운 출발을 준비하고 있습니다. 인생은 언제나 배움의 연속이겠지만 언제나 훌륭하고 부끄럽지 않은 사람이 되도록 성장하겠습니다. 다시 한번 깊은 감사를 드리고, 모두 행복하시길 기원하겠습니다.

2021년 01월 10일
이상우 배상

