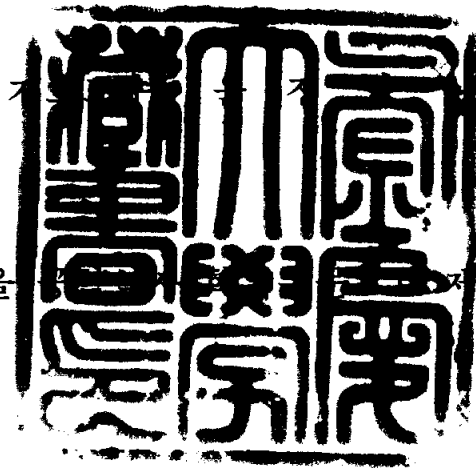


공학석사 학위논문

프로필렌(R-1270) 냉매의 응축·증발
열전달 특성에 관한 연구

이 논문을



출함

2004년 2월

부경대학교 대학원

냉 동 공 조 공 학 과

차 동 안

차동안의 공학석사 학위논문을 인준함

2003년 12월

주	심	공 학 박 사	최	광	환
위	원	공 학 박 사	정	석	권
위	원	공 학 박 사	윤	정	인



목 차

Abstract	iii
Nomenclature	v
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 종래의 연구	2
1.3 연구 목적 및 개요	5
제 2 장 실험 장치 및 실험 방법	7
2.1 실험 장치	7
2.2 실험 조건 및 방법	9
2.3 데이터 해석 방법	16
제 3 장 응축기의 열전달 특성	21
3.1 응축기의 열평형	21
3.2 응축기의 열전달 특성	23
3.2.1 온도 분포	23
3.2.2 국소 응축 열전달	28
3.2.3 평균 응축 열전달	31
3.3 종래 응축 열전달 상관식	31
3.4 응축기의 열전달 실험결과	34
제 4 장 증발기의 열전달 특성	35
4.1 증발기의 열평형	35
4.2 증발기의 열전달 특성	37

4.2.1 온도 분포	37
4.2.2 국소 증발 열전달	42
4.2.3 평균 증발 열전달	42
4.3 종래 증발 열전달 상관식	45
4.4 증발기의 열전달 실험결과	50
 제 5 장 결 론	 52
 참고문헌	 53
 감사의 글	 56

Study on Characteristic of Evaporation & Condensation Heat Transfer Using Propylene(R-1270) Refrigerant

Dong-An Cha

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

Abstract

Environment friendly refrigerants with zero ozone layer depletion potential are required to be used in refrigerators and air conditioners due to the difficulties related to ozone layer depletion and global warming. A rigorous study for the system performance with new refrigerants having zero ozone layer depletion potential is inevitable before adopting that as a new working fluid. The HFC (Hydrofluorocarbon) potential has been recommended as alternatives. However, some European countries use HC (Hydrocarbon) refrigerant in refrigerators instead of these HFC refrigerants.

This paper deals with the heat transfer characteristics of R-290 (Propane), R-600a (Iso-butane) and R-1270 (Propylene) as an environment friendly refrigerant and R-22 as a HCFC's refrigerant for condensing and evaporating.

The experimental apparatus has been set-up as a conventional vapor compression type heat pump system. The test section is a horizontal double pipe heat exchanger. A tube diameter of 12.70mm with 1.315mm wall thickness is used for this investigation.

The test results showed that the local condensing heat transfer coefficients of hydrocarbon refrigerants were higher than that of R-22. The average condensing heat transfer coefficient was obtained with the maximum value in R-1270 and the minimum one in R-22.

The local evaporating heat transfer coefficients of hydrocarbon refrigerants were superior to that of R-22 and the maximum increasing rate of heat transfer coefficient was found in R-1270. The average evaporating heat transfer coefficient increased with the increase of the mass velocity and it showed the higher values in hydrocarbon refrigerants than R-22.

NOMENCLATURE

SYMBOLS

A	Area	m^2
c_p	Specific heat	$\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$
D	Diameter	m
F	Constant in Shah's correlation	
g	Gravity acceleration	m/s^2
G	Mass velocity	$\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$
h	Heat transfer coefficient	$\text{kW/m}^2\cdot\text{K}$
i	Enthalpy	kJ/kg
i_{fg}	Latent heat	kJ/kg
ID	Inner diameter	m
k	Thermal conductivity	$\text{kW/m}\cdot\text{K}$
L	Tube length	m
m	Mass flow rate	kg/h
n	Number of local tube	
N	Constant in Shah's correlation	
P	Pressure	kPa
PR	Compression ratio, P_c/P_e	
Q	Heat capacity	kW
q	Heat flux	kW/m^2
T	Temperature	K

W	Compressor work	kW
x	Quality	
z	Tube length	m
Z	Parameter in Shah's correlation	

GREEK SYMBOLS

Δ	Difference	
μ	Dynamic viscosity	Pa·s
ρ	Density	kg/m ³
Ψ	Parameter in Shah's correlation	
X_{tt}	Lockhart - Martinelli parameter	

DIMENSIONLESS NUMBERS

Bo	Boiling number
Co	Convection number
Fr	Froude number
Pr	Prandtl number
Re	Reynolds number

SUBSCRIPTS

<i>avg</i>	Average
<i>c</i>	Condenser
<i>cb</i>	Convective boiling
<i>CBD</i>	Convective boiling dominant
<i>cr</i>	Refrigerant of condenser
<i>cw</i>	water of condenser
<i>dis</i>	Compressor displacement
<i>e</i>	Evaporator
<i>eq</i>	Equivalent
<i>er</i>	Refrigerant of evaporator
<i>ew</i>	water of evaporator
<i>exp</i>	Experimental
<i>in</i>	Inlet
<i>l</i>	Liquid
<i>loc</i>	Local
<i>NBD</i>	Nucleate boiling dominant
<i>out</i>	Outlet
<i>pool</i>	Pool boiling
<i>r</i>	Refrigerant
<i>sat</i>	Saturation
<i>w</i>	Wall
<i>wi</i>	Inside tube wall

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경

몬트리올 의정서에 의한 오존층 파괴물질의 규제 선언 이후 기존의 CFC 및 HCFC 계열의 냉매가 점차 HFC 계열의 냉매로 대체되어 가고 있다. HFC 냉매의 경우 오존층 파괴지수(ODP)가 0이기는 하지만 지구온난화지수(GWP)가 높아 환경적 측면에서 이의 사용은 바람직하지 않다. 그래서 냉동공조 산업에서 각종 환경문제를 일으키고 있는 냉매들을 대체할 수 있는 새로운 대체 냉매의 개발과 에너지 소비를 줄일 수 있는 고성능 열 펌프 기기의 개발 및 냉동 공조 산업 기술이 필요하게 되었다. 새로이 개발되는 대체 냉매는 지구 환경을 파괴하지 않으면서 독성이 없고,¹⁾²⁾ 가연성이 없으며, 기존의 냉매와 열역학적 성질이 비슷해야 한다. 또한 기존의 냉매를 사용하는 냉동·공조 장치와 비교하여 에너지 효율이 비슷하거나 더 높은 수준을 유지하여야 한다. 이러한 관점에서 지구 환경에 좋지 않은 영향을 미치는 인공 화합물인 프레온계 냉매 대신에 ODP (Ozone Depletion Potential) 와 GWP (Global Warming Potential) 가 0인 자연 냉매의 물성치 및 이들 자연 냉매를 사용하는 시스템에 관한 연구가 많이 진행되고 있다. 이러한 자연 냉매로서는 암모니아 (NH_3), 탄화수소계 (프로판, 부탄 등), 이산화탄소 (CO_2), 질소 (N_2), 헬륨 (He), 물 (H_2O), 공기 등이 있다. 이들 중에서 프로판, 부탄 등의 탄화수소계 냉매는 값이 싸고, 사용이 간편하며, 일반적인 광물질 윤활유와 잘 혼합되지만, 최근까지는 가연성 때문에 유럽을 제외한 일본 및 미국 등 다른 선진국들에 의해 탄화수소계 냉매의 사용이 거의 무시되어 왔다. 그러나 실제로 가연성 문제는 가정용 냉장고와 같은 충전량이 적은 소형의 장치에서는 폭발 가능성이 매우 희박하

고,³⁾⁴⁾ 대형 냉동·공조 장치에 있어서도 적절한 환기 시스템 도입과 누설감지기 등의 간단한 안전 장치로 해결할 수 있는 것으로 보고되고 있다.

이와 같이 환경 문제를 유발하지 않을 뿐만 아니라, 시스템의 효율도 향상시켜야 하는 2 중의 목적을 달성하기 위해서는 증발기, 응축기에서의 새로운 냉매의 열전달 특성을 정확히 예측할 수 있는 방법에 대한 연구가 반드시 이루어져야 한다.

1.2 종래의 연구

1.2.1 응축 열전달 특성

열전달 특성에 관한 연구는 일반적인 유체의 유동해석을 통하여 이루어졌으며, 순수 물질의 응축열전달 특성에 대해서는 1916년 Nusselt의 연구 이후 여러 가지 응축 현상에 대해 많은 연구가 이루어졌다. 최근에는 R-22의 규제 계획에 의해서 지구환경에 무해한 자연 냉매들의 응축열전달 특성에 관한 연구의 필요성이 증가되고 있으나, 아직 부족한 실정이다.

수평 평활관내의 프레온계 냉매의 응축열전달에 관한 연구로서, Shah⁵⁾는 막응축과 기포생성이 없는 증발 현상과의 상사성으로부터 기포생성이 없고 모든 벽면이 액체로 덮여 있는 경우 적용 가능한 열전달계수에 대한 상관식을 도입하였다. 대체 냉매의 응축 열전달에 관한 연구로서, R-12의 대체 냉매인 R-134a의 응축 열전달 계수에 대하여 보고한 연구들이 있으며, R-22를 대체할만한 혼합 냉매의 응축 열전달에 관한 연구들도 많이 발표되었다.

Chitti⁷⁾ 등은 R-22와 R-410A를 작동유체로 하여 질량유속 250~350 kg/m²·s에서 응축실험을 실시하였다. 여기서 그는 이상류 강제대류 응축

에 관련된 기존의 많은 응축 국소 열전달 계수에 대한 모델 (Shah, Akers, Boyko & Kruzhilin, Traviss)들에 대해서 적용여부를 밝혔다. Webb⁸⁾ 등은 1.0~7.0 mm 수평동관과 멀티채널을 가지는 알루미늄관에서 R-134a를 작동 유체로 하여 응축실험을 하였다. 응축온도에 따라서 수정 Shah의 상관식과 일치하기도 하고 불일치하는 것도 있어서 세관에 대한 대구경관 상관식 적용에 신중을 가져야 한다고 주장했다. Eckels와 Pate는 평활관에서 R-134a와 R-12의 응축열전달계수를 비교하였다. 평균 열전달계수는 길이 3.66 m, 외경 9.52 mm, 질량유속 125~400 kg/m²·s의 범위에서 측정되었다. 평균 응축열전달계수는 동일 질량유속과 테스트섹션 증기 건도에서 R-12보다 R-134a가 25%~35% 정도 높게 나타난다고 보고하였다. 이때의 압력강하는 R-134a가 30%~40% 정도 더 높게 나타났다. Wijaya와 Spatz⁹⁾는 길이 3.05 m, 내경 7.75 mm인 평활관에서 응축과 증발에 대해서 연구하였다. 이들 데이터는 R-410A의 응축열전달율이 R-22보다 약간 높게 나타난다고 보고하였다. 그러나, R-410A의 증발열전달율은 R-22보다 매우 높게 나타났으며, R-410A의 압력강하는 R-22보다 조금 낮게 나타났다. Chitti와 Anand¹⁰⁾는 내경 8 mm 평활관에서 오일의 영향이 있느냐 없느냐에 대해서 R-22와 R-410A에 대해서 실험하였다.

이상과 같이 탄화수소계 자연냉매의 수평 평활관내 응축 열전달에 관한 연구가 다소 있지만, 관의 종류에 따른 탄화수소계 냉매의 응축 열전달에 관한 연구는 매우 부족한 실정이다. 그러므로 본 연구에서는 관의 종류변화와 냉매 종류에 따른 자연냉매의 응축열전달에 대한 연구를 하였다.

1.2.2 증발 열전달 특성

대체 냉매 및 자연 냉매를 대상으로 한 연구로서, 장 등¹²⁾은 단일 냉매 R-290, R-600, R-600a, R-1270과 혼합 냉매 R-290 / R-600 (25 / 75 wt%, 50 / 50 wt%, 75 / 25 wt%), R-290 / R-600a (25 / 75 wt%, 50 / 50 wt%, 75 / 25 wt%)를 냉동 장치의 작동 유체로 하여, R-22의 대체 냉매로서의 평가 실험을 하였다. 그들은 증발 열전달 계수에 있어서는 R-22에 비하여 탄화수소계 단일 냉매는 증가하지만, 혼합 냉매는 감소한다고 보고하였다. 그리고 Kwon¹¹⁾은 R-22의 대체 냉매로서 R-290, R-410a를 사용하여 열전달 특성에 대하여 실험하여, 그 결과를 R-22와 비교하였다. 그는 R-290, R-410a를 사용하였을 때, 증발 열전달 계수에 있어서 R-22보다 증가한다고 보고하였다.

Olivier Pelleher¹³⁾ 등은 V-Type 판형 증발기에서의 R-290을 이용한 증발열전달계수 및 압력손실을 측정하는 실험을 행하였다. 냉동기유는 혼합유인 Diamond MS 56을 사용하였으며, 실험조건은 R-290의 충전량이 0.5 kg이고, 열유속은 5.5~8.5 kW/m², 증발온도는 5 °C이다. 결론에서, R-290의 열전달 계수는 1.6~1.7 kW/m²K로써 R-22보다 약 8% 높으며, 핵비등의 영향이 지배적인 것으로 보고되었다. 또한, R-290의 압력손실이 R-22보다 40~50% 낮은 것으로 보고되고 있다. Pelletier, O. 등은 판형 열교환기를 이용한 실험과 Wilson Plot법에 의한 계산 프로그램을 병행하여 탄화수소계 냉매의 증발열전달계수 측정 실험을 행하였다. 실험조건은 열유속이 6.0~10.0 kW/m²이며, 이 때 R-290의 증발열전달계수가 1.8~2.5 kW/m²K인 것으로 보고되었다.

1.3 연구 목적 및 개요

1.3.1 연구 목적

최근 지구환경을 파괴시키지 않고, 기존의 프레온계 냉매를 대체할 수 있는 자연냉매에 대한 연구가 전세계적으로 활발히 진행되고 있다. 그리고 이들 자연냉매를 실제 냉동·공조 장치에 적용하기 위해서 먼저 응축기, 증발기 등의 열교환기 내에서 일어나는 응축·증발 특성 뿐만 아니라 실제 장치에 적용하였을 때 증발 및 응축의 냉매별 특성을 규명하는 것이 매우 중요하다.

따라서 본 연구는 프레온계 냉매 (R-22, R-134a)를 대체할 수 있는 탄화수소계 냉매를 작동유체로 사용하는 냉동·공조 장치의 최적설계를 위해서 전열 성능 및 장치의 성능을 규명하고 자연 냉매를 작동유체로 사용하는 냉동·공조 장치의 최적 설계를 위한 기초 자료를 제공하고자 하는 것이 본 논문의 목적이다. 이를 위해 실험장치는 기존의 냉동·공조시스템으로 제작하였고, 냉매관 외경 12.7mm, 내경 10.07 mm와 이차유체관 22.22mm로 제작된 열교환기를 사용하였다. 응축기 및 증발기에서의 전열 특성을 파악하기 위하여 냉매, 열원수, 관내벽 온도분포를 검토하였으며, 건도, 질량유속, 이차유체 유량변화에 따른 응축 및 증발 전열특성을 분석하였다. 그리고 전열특성을 기존의 연구자들이 제안한 상관식들과 비교분석하여 최적 실험식을 추천함으로써 자연냉매를 사용하는 열교환기의 기초 설계 자료를 제공하고자 하였다.

1.3.2 연구 개요

본 논문은 전체 5장으로 구성되어 있는데, 각 장의 개요는 다음과 같다.

제1 장에서는 종래의 연구를 비롯하여 자연냉매를 이용하는 국내외 산업현황 및 연구에 필요한 기초적인 사항을 조사하였으며, 이들로부터 연구의 배경

과 목적을 밝혔다.

제 2 장에서는 본 연구에서 사용한 실험 장치와 방법에 대하여 서술하였고, 실험 결과를 처리하는 방법에 대해서도 정리하였다.

제 3 장과 제4장에서는 서로 다른 냉매를 동일 관경으로 제작된 응축기와 증발기에서의 전열 특성을 나타내었는데, 우선 열평형을 통하여 장치의 타당성을 확인하고, 실험 결과를 분석하였다. 실험 결과는 냉매, 열원수, 관내벽의 온도 분포를 검토하고, 열유속 및 건도와 열전달 특성의 관계를 검토하였다. 또한, 환경변화에 따른 프레온계 냉매 R-22와 탄화수소계 자연냉매 (R-290, R-600a, R-1270)의 실험 결과를 비교·정리하였다.

제 5 장에서는 이상의 결과를 정리하여 최종 결론을 도출하였다.

제 2 장 실험 장치 및 실험 방법

2.1 실험 장치

Fig. 2.1은 본 연구에서 사용한 실험 장치로써 압축기, 응축기, 팽창장치, 증발기 및 주변장치로 구성된 기본적인 냉동·공조 시스템이며, 크게 냉매가 순환되는 경로와 증발기 및 응축기의 열원수가 순환되는 경로로 구성되어 있다. Photo. 2.1은 데이터 획득시스템 및 시험구간인 응축기와 증발기 등의 시스템이며, Photo. 2.2는 압축기를 중심으로 한 열펌프 유니트를 나타낸 것이다.

실험장치는 Fig. 2.1에서와 같이 물을 열원으로 하는 가장 기본적인 증기 압축식 냉동·공조 사이클을 구성하고 있으며, 크게 냉매가 순환되는 경로와 증발기 및 응축기의 열원수 (2차유체)가 순환되는 경로로 구성되어 있다. 냉매는 압축기 (compressor), 유분리기 (oil separator), 응축기 (condenser), 수액기 (receiver) 질량유량계 (mass flow meter), 팽창밸브 (expansion valve), 증발기 (evaporator), 액 분리기 (accumulator), 압축기의 순으로 순환된다. 또 응축기에서의 열원수는 냉각수 공급 장치 (cooling water storage tank), 물펌프 (water pump), 수유량계 (water flow-meter), 시험 구간인 응축기, 열교환기의 순으로 유동된다. 그리고 증발기에서의 열원수 공급 장치 (chilled water storage tank), 물 펌프, 수유량계, 시험 구간인 증발기, 열교환기의 순으로 순환된다.

압축기는 R-22 용 2기통 개방형의 왕복동 압축기이며, 가변모터 (V.Smotor)를 사용하여 압축기의 회전수를 변화시킬 수 있도록 하였다. 압축기의 회전수를 측정하기 위하여 디지털 타코메타 (digital tacho meter)를 사용하였다.

팽창장치는 수동식 팽창밸브 (manual expansion valve)를 설치하였으며 팽창장치의 특성을 이용하여 냉매유량 및 증발온도를 조절하여 사용하였다. 이 외에도 여과기 (strainer), 기액분리기, 냉매건조기 (filter-dryer)를 설치하였다.

본 실험에서 시험구간으로 사용한 열교환기인 응축기와 증발기는 내관에는 냉매가 흐르고, 내관과 외관사이의 환상구간으로 2차유체 (열원수, 냉각수)가 흐르는 이중관형 열교환기이다. 그리고 2차유체는 냉매와의 전열을 좋게 하기 위하여 냉매 흐름과 반대 방향으로 흐르는 대향류형으로 하였다. 그리고, 열교환기 및 장치내 배관의 모든 부분은 단열재를 사용하여 충분히 단열함으로써 외부와의 열교환은 거의 일어나지 않도록 하였다.

Fig. 2.2는 시험부인 열교환기로서, 내관의 내경은 10.07 mm 동관으로 제작되었다. 그리고 외관은 내경 19.94 mm, 외경 22.22 mm인 동관을 사용하였다. 또, 열교환기는 입구측에서 675 mm 등간격 소구간으로 8구간으로 구분하였으며, U-bend를 지나는 냉매관의 경우 우회하지 않고 동일하게 bending하여 이중관 형태를 취하도록 하였다.

응축기에서의 열량과 열전달 특성을 알기 위하여 냉각수의 온도 및 유량, 냉매의 온도 및 유량, 응축기 내관벽면온도 등을 측정하였는데, 온도의 측정에는 정밀한 온도계로 보정된 T형 열전대를 사용하였다.

Fig. 2.2에 나타낸 바와 같이 평활관에서 냉매, 냉각수 및 열교환기 관의 내벽면 온도 측정은 각각 소구간별로 8 지점, 내벽면온도 1개 지점당 원주방향 90° 간격으로 상부, 측부, 하부의 3지점에서 측정하였다.

또한 증발기 및 응축기 입출구에 설치된 압력계로는 냉매의 관내의 압력강하를 측정할 수 있게 하였다.

2.2 실험 조건 및 방법

본 연구에서는 작동 유체로 규제 대상 냉매인 R-22와 이를 대체할 것으로 판단되는 프로판 (propane, R-290, 순도 99.5%)과 이소부탄 (iso-butane, R-600a, 순도 99.5%), 그리고 프로필렌(propylene, R-1270, 순도 99.5%)을 사용하였다. 냉매별로 기준온도와 압력을 측정한 후 냉매, 냉각수, 냉수의 유량을 기준에서 3단계로 변화하여 실험을 하였다. 실험은 우선 장치를 가동한 후 냉매의 포화 압력과 포화 온도를 관찰하면서 30 분 이상 평형 상태로 유지되는 정상 상태가 되었을 때 필요한 데이터 (온도, 압력, 유량 등)를 계측하였다. 이를 위하여 응축 온도와 증발 온도를 일정하게 유지시키면서 냉매 유량과 열교환기에서의 열유속은 팽창 밸브와 가변모터의 주파수를 변화시킴으로써 조절하였다.

측정한 데이터는 열전달 특성을 규명하기 위한 것으로 응축과 증발로 구분하였다. 열전달 특성을 규명하기 위하여 측정한 데이터는 열교환기에서의 냉매 온도, 열원수 온도, 관외벽 온도 등을 측정하였고, 그 외에도 열교환기 입구와 출구에서의 압력, 냉매와 열원수의 유량을 측정하였다.

온도 측정은 정밀 수은 온도계로 보정하여 $\pm 0.2\%$ 의 오차 범위를 가지는 T형 열전대 (thermocouple)를 사용하였고, 압력의 측정에는 정밀 부르돈관식 압력계를 사용하였다. 이와 같이 측정된 모든 데이터는 측정점에서의 출력 신호를 콘트롤 유니트와 데이터 변환기로 입력되어 데이터 처리장치 RS-231C를 통해 컴퓨터로 저장될 수 있도록 하였다.

장치에서 데이터의 측정점은 다음과 같다. 즉, Fig. 2.1에서와 같이 냉매 유량계 (OVAL 질량유량계, $\pm 0.03\%$)는 응축기에서 응축된 액량을 측정하기 위하여 응축기 출구측에 설치하였고, 응축기 및 증발기에서의 열원수 유량계

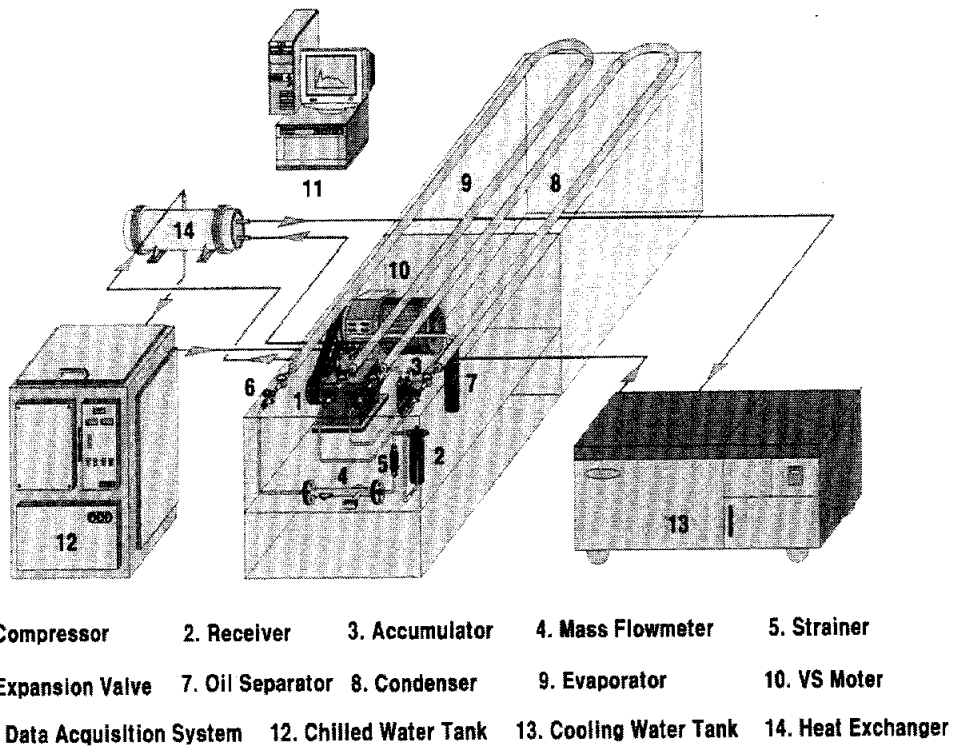


Fig 2.1 Schematic diagram of experimental facilities

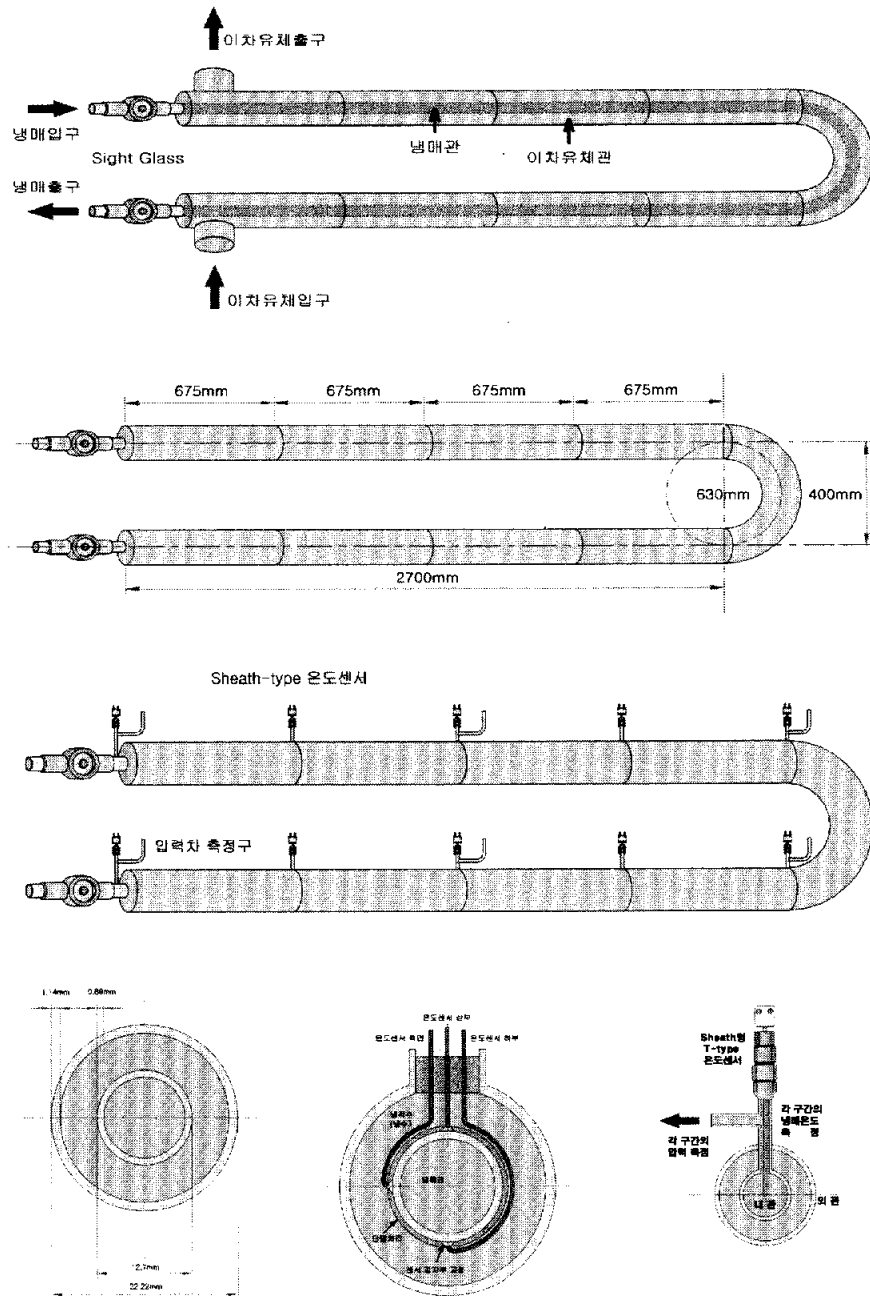


Fig 2.2 Detail of test section (condenser and evaporator)

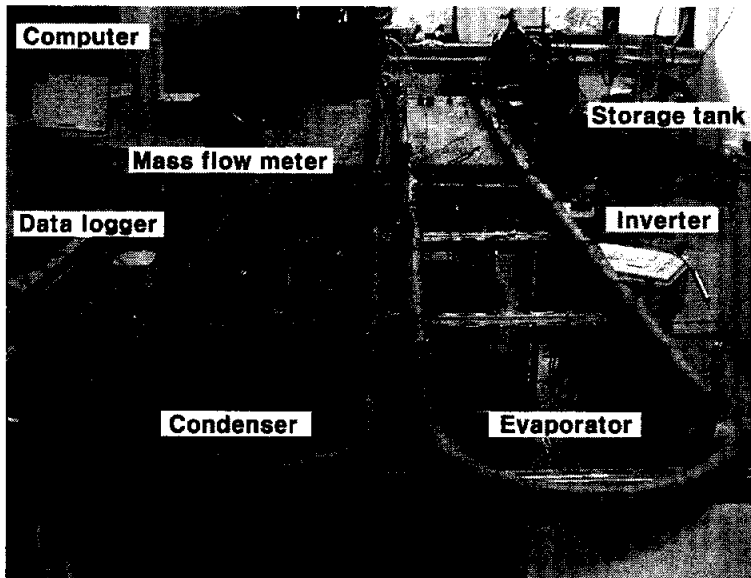


Photo. 2.1 Photograph of heat exchangers.

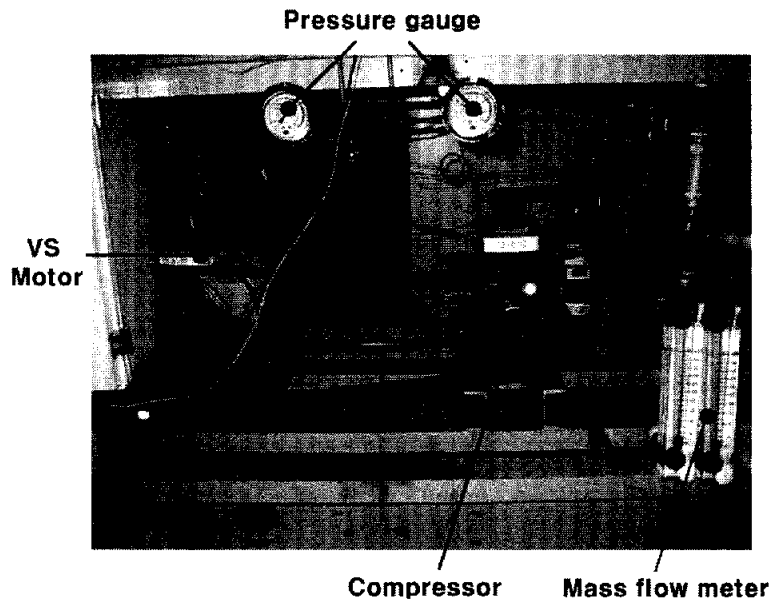


Photo. 2.2 Photograph of compression unit.

Table 2-1 Experimental conditions of parameter

Refrigerant	R-22	R-290	R-600a	R-1270
Tube type	Horizontal smooth tube			
Refrigerant mass flux [kg/m ² · s]	152 ~ 228	131 ~ 207	150 ~ 207	124 ~ 205
Chilled water flow rate [kg/h]	330 ~ 570			
Cooling water flow rate [kg/h]	600 ~ 840			
Evaporating temperature [°C]	-5 ~ 5			
Condensing temperature [°C]	35 ~ 45			

Table 2-2 Thermophysical properties of pure refrigerants at
saturated state of 5, 40 °C

Temp. °C	Refrigerant	Absolute Pressure, MPa	Density, kg/m ³		Enthalpy, kJ/kg		Specific Heat, kJ/(kg · K) Vapor		Thermal Conductivity W/(m · K) Liquid	Viscosity, micropoise Liquid
			Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	C _p	C _v		
5	R22	0.5841	1264	24.79	205.9	406.8	0.7611	0.5836	0.09261	2067
	R290	0.5510	522.1	11.98	212.7	580.0	1.8180	1.4820	0.10290	1198
	R600a	0.1862	574.8	4.998	211.6	562.4	1.6700	1.4730	0.10450	1883
	R1270	0.6782	537.1	14.26	212.3	582.3	1.6960	1.3290	0.12100	1269
40	R22	1.5340	1129	66.19	249.6	416.2	0.9948	0.6722	0.07688	1394
	R290	1.3690	467.3	30.21	308.0	614.5	2.2800	1.6960	0.08580	824.9
	R600a	0.5308	531.2	13.63	297.3	609.3	1.9460	1.6730	0.08920	1286
	R1270	1.6520	476.7	35.71	305.0	608.1	2.2060	1.5290	0.09865	824.8

(ORIFICE FLOW- METER, $\pm 0.5\%$)는 각각 응축기와 증발기 입구 측에 설치하였다. 그리고 압력계는 증발기와 응축기의 입구와 출구를 포함한 전 구간 12곳에 설치하여 관내에서의 압력 강하를 알 수 있도록 하였다.

Table 2-1에 본 실험에 대한 실험조건을 나타내었다.

실험장치의 냉매 충전은 진공펌프로써 장치 내부를 진공상태로 만든 후에 냉매 실린더를 이용하여 장치에 공급하고자 하는 냉매량을 주입시킨 후 충전시켰다.

실험조건, 즉 작동온도, 질량유속, 열유속 등은 냉매 유량, 냉각수의 온도 및 유량 등을 조절시켜 시스템이 정상상태가 된 후에 측정을 하였다. 그리고 실험 데이터 측정이 완료되면 다시 냉매 유량과 냉각수 유량을 조절하여 반복실험을 하였다. 또한 온도, 압력 및 유량 등을 측정하기 위한 검출신호는 데이터 변환기를 통하여 컴퓨터에 입력시켜 처리하였다.

2.3 데이터 해석 방법

본 연구에서 사용한 R-22와 그 대체 냉매인 R-290, R-600a, R-1270의 열물성값 계산은 NIST (National Institute of Standards and Technology)에서 개발한 냉매 물성 계산 프로그램인 'REFPROP (version 6.0)'를 이용하였고, 이러한 열물성값을 이용하여 응축 및 증발 열전달 특성을 파악하기 위한 실험 데이터의 분석에는 다음과 같은 계산식을 사용하였다. 먼저, 열교환기인 응축기의 열교환량은 식 (2.1), (2.2)로 계산하였다.

$$Q_{cs} = m_{cs} \cdot c_{p,cs} \int_{T_{c,in}}^{T_{c,out}} dt \quad (2.1)$$

$$Q_{cr} = m_{cr} \cdot (i_{c,in} - i_{c,out}) \quad (2.2)$$

여기에서, Q_{cs} 와 Q_{cr} 는 각각 열원수에 의한 열교환량 [kW] 과 냉매의 엔탈피차에 의한 열교환량 [kW] 이고, m_{cs} 와 m_{cr} 는 각각 응축기측 열원수의 유량 [kg/h] 과 냉매의 순환량 [kg/h] 이다. 그리고 $T_{c,in}$ 과 $T_{c,out}$ 는 각각 응축기측 열원수의 입구와 출구 온도 [K] 를 나타내며, $c_{p,cs}$ 는 응축기측 열원수의 비열 [kJ/kg·K] 을 나타낸다. 또 $i_{c,in}$ 과 $i_{c,out}$ 는 각각 응축기 입구와 출구에서의 냉매 증기 및 냉매액의 엔탈피 [kJ/kg] 를 나타낸다.

증발기에서의 열교환량은 응축기에서와 동일한 방법으로 다음의 식 (2.3), (2.4)와 같이 계산하였다.

$$Q_{es} = m_{es} \cdot c_{p,es} \int_{T_{e,m}}^{T_{e,out}} dt \quad (2.3)$$

$$Q_{er} = m_{er} \cdot (i_{e,in} - i_{e,out}) \quad (2.4)$$

여기서, Q_{es} 와 Q_{er} 는 각각 열원수에 의한 열교환량 [kW] 과 냉매의 엔탈피차에 의한 열교환량 [kW] 이고, m_{es} 와 m_{er} 은 각각 증발기측 열원수의 유량 [kg/h] 과 냉매의 순환량 [kg/h] 이다. 그리고 $T_{e,in}$ 과 $T_{e,out}$ 는 각각 증발기측 열원수의 입구와 출구 온도 [K] 를 나타내며, $c_{p,es}$ 는 증발기측 열원수의 비열 [kJ/kg·K] 을 나타낸다. 또 $i_{e,in}$ 과 $i_{e,out}$ 는 각각 증발기 입구와 출구에서의 포화 냉매액 및 포화 냉매 증기의 엔탈피 [kJ/kg] 를 나타낸다.

응축기와 증발기인 열교환기 소구간에서의 열유속 q [kW/m²] 는 다음과 같은 식 (2.5)로부터 계산하였다.

$$q = \frac{Q}{\pi \cdot d_i \cdot \Delta z} \quad (2.5)$$

여기에서, Q 는 열량 [kW] 으로서, 응축기에서는 $Q_{c,exp}$ 이고, 증발기에서는 $Q_{e,exp}$ 이다. 그리고 d_i 는 평균 관내경 [m] 이고, Δz 는 소구간의 길이 [m] 를 나타낸다.

또 응축과 증발 과정에서 관의 원주 방향으로의 열전달 계수는 시스템의 성능에 많은 영향을 미치므로, 원주 방향으로의 열전달 계수를 계산할 필요가 있는데, 이러한 국소 열전달 계수는 다음 식으로부터 계산할 수 있다.

$$h_{c,loc} = \frac{q_c}{T_{cr} - T_{c,wi}} \quad (2.6)$$

$$h_{e,loc} = \frac{q_e}{T_{e,wi} - T_{er}} \quad (2.7)$$

여기에서, $h_{c,loc}$ 과 $h_{e,loc}$ 은 각각 응축기와 증발기에서의 소구간 국소 열전달 계수 [kW/m²·K] 를 나타내며, $Q_{c,sub}$ 와 $Q_{e,sub}$ 는 각각 응축기와 증발기 소구간에서의 교환 열량 [kW] 을 나타낸다. 그리고 A_{sub} 는 소구간의 전열 면적 [m²] 으로서, $(\pi \cdot d_i \cdot \Delta z)$ 와 같으며, T_{cr} 과 T_{er} 은 각각 응축기와 증발기에서의 냉매 온도 [K] 이고, $T_{c,wi}$ 와 $T_{e,wi}$ 는 각각 응축기와 증발기에서의 관벽 내표면 온도 [K] 이다. 그러나 관벽 내표면 온도는 정상 상태에서의 1 차원 전도 방정식을 사용하여 다음과 같이 식 (2.8) 및 (2.9)로 계산한다.

$$T_{c,wi} = T_w + \frac{Q_{c,sub} \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi \cdot k_w \cdot \Delta z} \quad (2.8)$$

$$T_{e,wi} = T_w - \frac{Q_{e,sub} \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi \cdot k_w \cdot \Delta z} \quad (2.9)$$

여기에서, T_w 는 다음의 식 (2.10)과 같이 관의 상, 하, 측부의 표면 온도를 평균한 내관 평균 벽면 온도 [K] 이고, d_o 와 d_i 는 내관의 외경 [m] 과 내경 [m] 이다. 또 k_w 는 동관의 열전도율 [kW/m·K] 이다.

$$T_w = \frac{T_{w,top} + 2T_{w,side} + T_{w,bottom}}{4} \quad (2.10)$$

여기에서, $T_{w,top}$, $T_{w,side}$, $T_{w,bottom}$ 는 각각 내관의 상부, 측부, 하부의 벽면 측정 온도 [K] 를 나타낸다.

냉매의 건도 x 는 다음의 식 (2.11)과 같이 계산할 수 있으므로, 이에 따라 응축기 소구간의 출구 건도 $x_{loc,out}$ 는 식 (2.12)에서 +일 때이고, 증발기 소구간의 출구 건도 $x_{loc,out}$ 는 식 (2.12)에서 -일 때이다.

$$x = \frac{\dot{i}_{loc}}{\dot{i}_{fg}} \quad (2.11)$$

$$x_{c,sub,out} = x_{in} \pm \frac{\pi \cdot d_i}{m_{cr} \cdot \dot{i}_{fg}} \cdot \int_{z_{in}}^{z_{out}} q dz \quad (2.12)$$

여기서, Δi_{sub} 는 소구간 입출구에서의 냉매 엔탈피차 [kJ/kg]이며, i_{fg} 는 냉매의 잠열 [kJ/kg]이다. 또 d_i 는 관 내경 [m]이고, m_{cr} 과 m_{er} 는 각각 응축 및 증발시의 냉매 유량 [kg/h]이다. 그리고 z_{in} 과 z_{out} 는 소구간의 입구와 출구를 나타내며, q 는 식 (2.5)로부터 계산되는 응축기와 증발기에서의 열유속 [kW/m²]이므로, $\pi \cdot d_i \int_{z_{in}}^{z_{out}} q dz$ 는 열교환기 입구에서부터 소구간의 열량을 누계한 값이다.

응축기 및 증발기의 평균 열전달 계수 $h_{c, avg}$ 와 $h_{e, avg}$ [kW/m²·K]는 이상의 식을 조합하여 각각 다음의 식 (2.13)과 (2.14)로부터 계산된다.

$$h_{c, avg} = \frac{1}{x_{in} - x_{out}} \int_{x_{out}}^{x_{in}} h_{c, loc} dx = \sum \frac{h_{c, loc}}{n} \quad (2.13)$$

$$h_{e, avg} = \frac{1}{x_{out} - x_{in}} \int_{x_{in}}^{x_{out}} h_{e, loc} dx = \sum \frac{h_{e, loc}}{n} \quad (2.14)$$

여기서, x_{in} 과 x_{out} 는 응축기 및 증발기 소구간의 입구와 출구에서의 건도이며, $h_{c, loc}$ 과 $h_{e, loc}$ 은 식 (2-6)과 식 (2-7)로부터 계산되는 소구간의 국소 열전달 계수 [kW/m²·K]이다. 또, n 은 소구간의 수이다.

제 3 장 응축기의 열전달 특성

압축기에서 고온, 고압으로 압축된 냉매가스는 응축기로 유입되어 과열, 응축, 과냉상태를 거쳐 액체로 변한 뒤 팽창장치로 유입된다. 이러한 3가지 상태중 응축영역에서의 열전달량이 가장 크며, 이때 냉매는 2상영역에 있게 된다. 또한 응축영역은 냉매증기가 액체상태로 변해가는 부분이므로, 유동 측면에서 액상과 기상이 공존하는 2상 상태의 유동이 되며, 기체나 액체만의 단상 유동과는 다른 특성을 보인다. 열전달 측면에서도 응축기 입구에서는 기상의 냉매가 빠른 속도로 이동하여 높은 열전달 계수를 보이다가, 응축이 진행되면서 두꺼워지는 액막에 의하여 점차 열전달 계수가 감소한다. 따라서 이러한 응축부에서의 정확한 냉매의 열전달 계수를 구하는 것이 응축기의 해석 및 설계에 있어 대단히 중요하다.

그러므로 본 장에서는 R-22, R-134a의 대체냉매로 기대되는 탄화수소계 냉매인 R-290 (Propane)과 R-600a (iso-Butane), R-1270 (propylene)의 응축 전 열 특성을 살펴보았다. 또 이들을 기존의 상관식과도 비교·검토함으로써 R-22와 R-134a의 대체냉매로 사용하는 응축기 설계의 기초자료를 제시하고자 한다.

3.1 응축기의 열평형

응축기에서의 열교환량의 정확한 측정을 위해서 응축기에서의 냉매와 냉각수 사이의 열평형을 검토해서 연속적인 계산에 의해서 이루어졌다.

Fig. 3.1은 평활관으로 제작된 응축기에서의 열평형을 나타낸 그림이다. 가

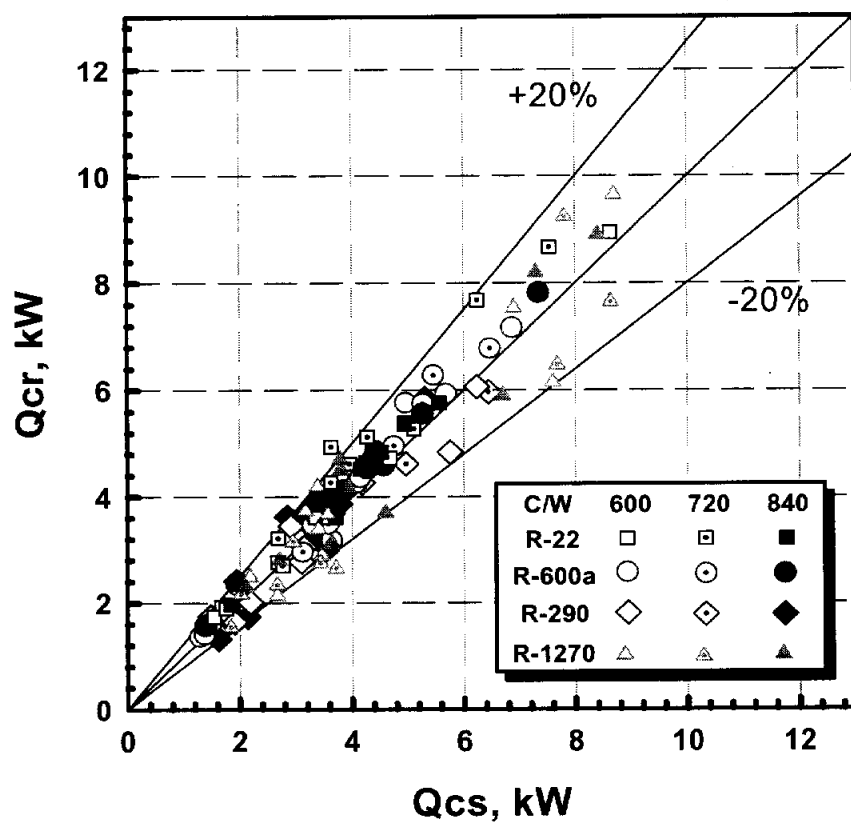


Fig. 3.1 Heat balance between Q_{cs} and Q_{cr} in the condenser.

로측은 입·출구에서의 냉각수의 유량과 온도차로 계산한 열용량 Q_{cs} 이고, 세로측은 응축기 입·출구에서의 냉매의 유량과 엔탈피차로 계산한 열용량 Q_{cr} 이다. 그림에서 기호 □, ◇, ○와 △는 각각 R-22, R-290, R-600a, R-1270을 나타낸 것이다.

Fig. 3.1의 오차범위는 냉각수 유량에 따라 약간씩의 차이는 있었지만, 대체적으로 냉매의 종류에 관계없이 $\pm 20\%$ 내외에서 거의 일치하였다.

따라서 응축기의 방열상태는 양호하며, 실험데이터는 높은 신뢰성을 보여주는 것으로 생각할 수 있다.

3.2 응축 열전달 특성

3.2.1 온 도 분 포

Fig. 3.2~Fig. 3.5는 내경 10.07 mm인 평활관으로 제작된 응축기에서 측정한 R-22, R-290, R-600a, R-1270의 냉매, 냉각수, 관벽온도의 온도분포를 나타낸 것이다. 그림에서 가로축은 소구간 (Section)이고, 세로축은 온도를 나타내는 것으로서 ○, □ 및 △는 각각 냉매온도 (T_{cr}), 응축기에서의 냉각수 온도 (T_{cw})와, 평균내벽면온도 ($T_{c, iw}$)를 나타낸 것이다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 냉매온도, 냉각수온도 그리고 내관벽면 온도 분포의 일반적인 경향은 다음과 같다. 즉, 압축기에서 토출된 과열증기상태의 냉매는 2구간 (관길이 약 1350mm) 정도 되는 구간에 이르러 상변화 온도에 도달해서 일정한 온도를 유지하고 있으며, 응축온도는 열교환기를 통과할 때 발생하는 압력강하로 인하여 약간 감소하는 경향을 나타내고 있다. 그러나 다른 구간에 비해서는 거의 일정하게 나타나고, 7구간에서부터 점차 과냉각됨을 알 수 있다. 이것은 이 구간에서 응축이 완료된 것으로 짐작된다.

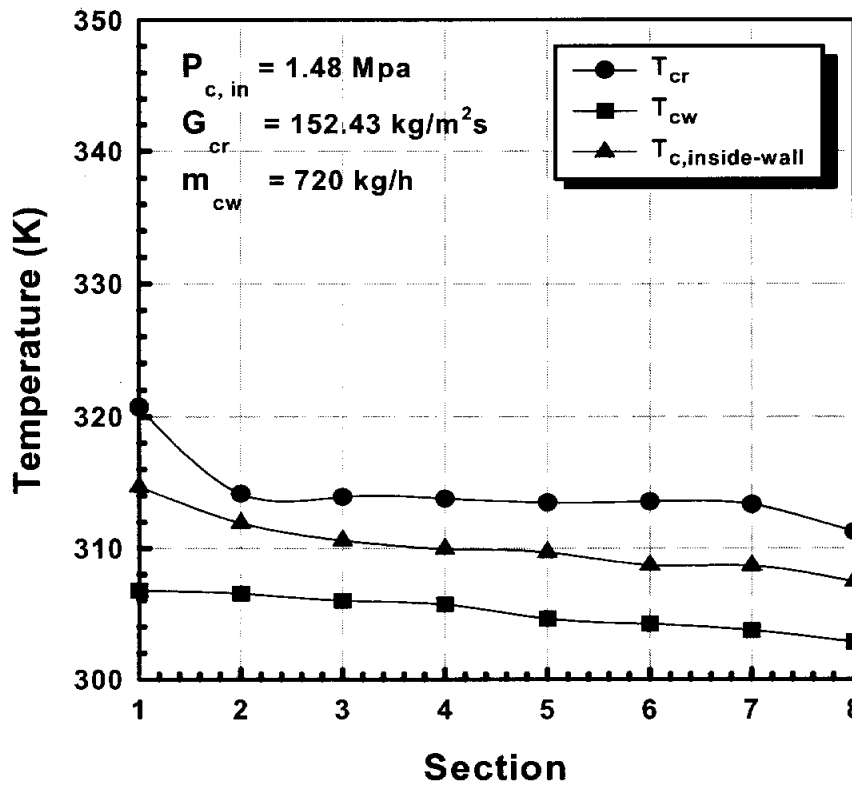


Fig. 3.2 Temperature profiles in the condenser. (R-22)

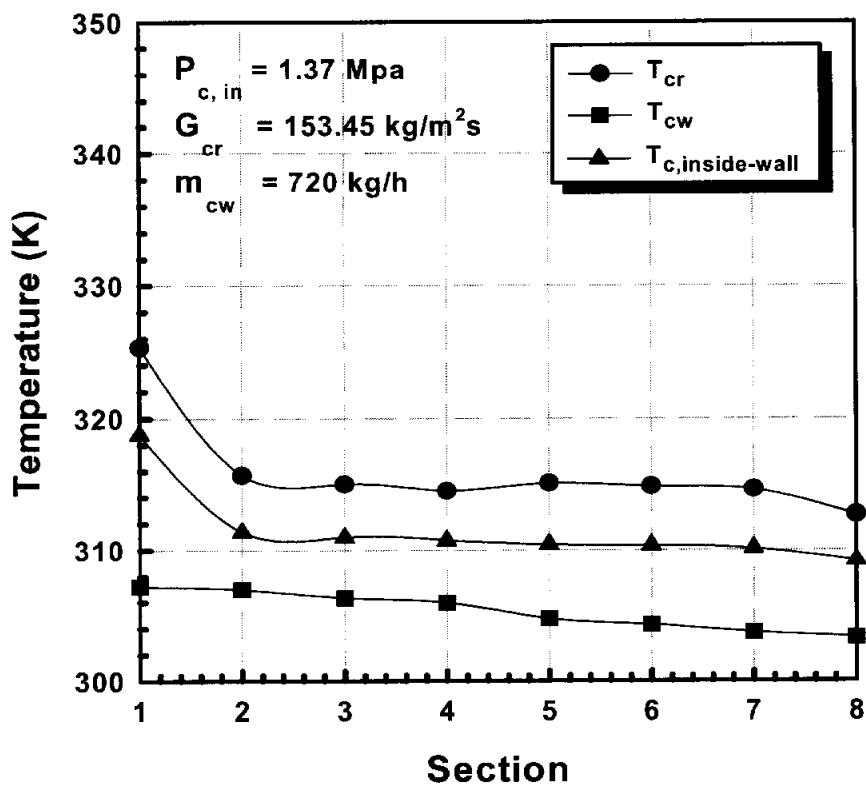


Fig. 3.3 Temperature profiles in the condenser. (R-290)

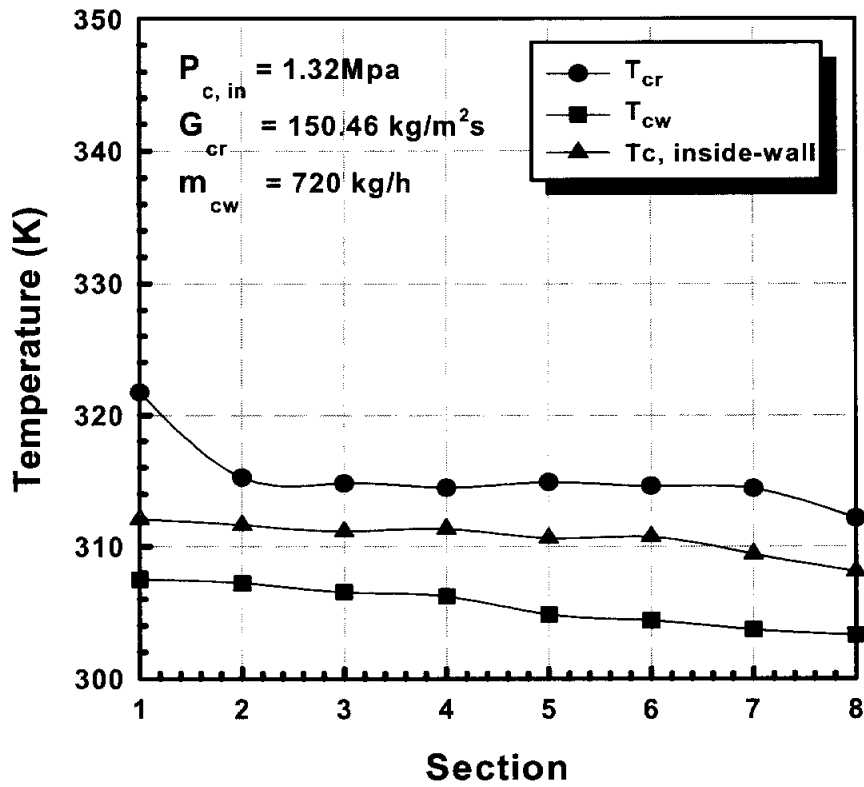


Fig. 3.4 Temperature profiles in the condenser. (R-600a)

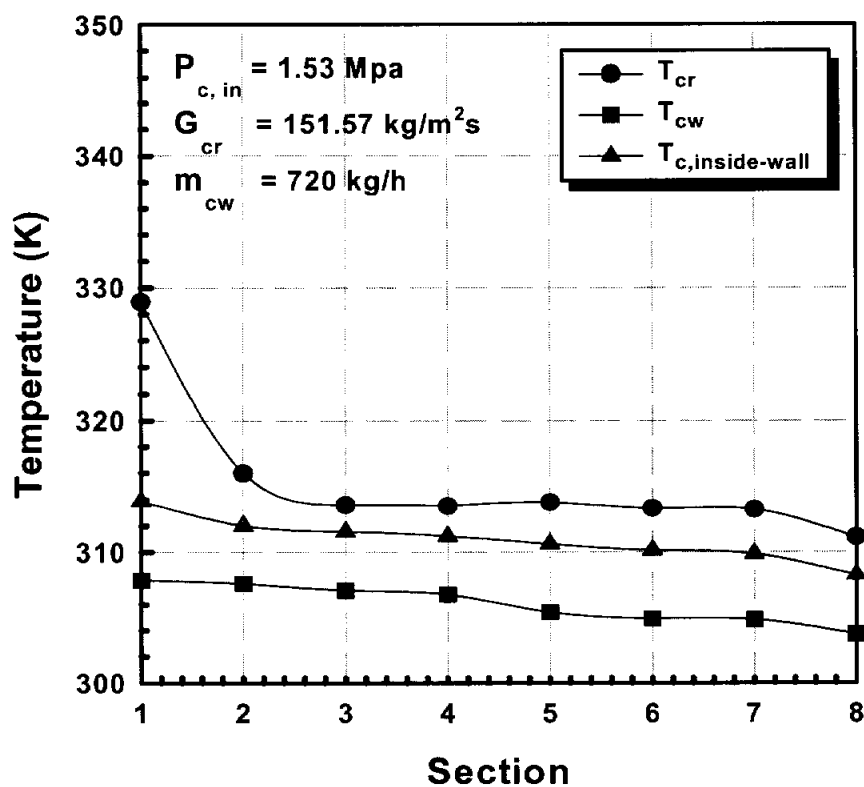


Fig. 3.5 Temperature profiles in the condenser. (R-1270)

관내 내벽면온도는 응축 진행 방향으로 거의 선형적으로 감소하는 경향을 나타내며, 냉각수 온도는 냉매와의 열교환에 의해 점차적으로 증가하는 경향을 나타내었다. Fig. 3.2~Fig. 3.5에서 살펴보면 R-22와 R-1270의 온도분포 경향이 유사하게 나타났으며, R-290과 R-600a의 온도분포가 유사한 경향을 나타내었다. 그리고 R-1270에서의 관벽온도가 R-22, R-290a, R-600a보다 관벽온도가 열원수 온도보다 냉매 온도에 가깝게 나타나고 있다. 이는 R-22, R-290, R-600a, 보다 R-1270의 열전도율이 높기 때문이라고 생각된다.

3.2.2 국소 응축 열전달

Fig. 3.6은 각 냉매별 동일 관경에서의 국소 응축 열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 열전달 계수는 건도가 감소함에 따라 감소하는 경향을 보였다. 이는 일반적으로 응축기 입구의 과열증기가 응축기 출구까지 응축이 진행이 되면서 액막의 두께가 두꺼워지게 되는데, 이와 같이 액막의 두께가 증가함에 따라 기액 이상류의 속도가 감소하기 때문에 열저항이 증가하게 된다. 따라서, 국소 응축 열전달계수는 건도가 감소함에 따라 감소된다고 생각된다. 열전달계수는 건도가 진행됨에 따라 완만히 감소하는 경향을 보였으며 R-600a와 R-1270의 경우 국소 응축 열전달계수가 감소하는 유형이 동일하게 진행됨을 볼 수 있고, R-290의 경우 R-1270과 R-600a에 비해 열전달계수가 낮게 진행하다가 건도 0.4구간부터 R-1270, R-600a와 비슷한 경향을 보였다. R-22의 열전달 계수와 비교해보면 약 73~129% (평균 약 101.7%) 정도 향상되는 경향을 보였다. 특히 저건도 영역에서 열전달계수가 더 많이 향상되는 것을 알 수 있었다. 그러므로, 탄화수소계 냉매인 R-290, R-600a, R-1270이 프레온계 냉매인 R-22의 대체 가능성을 확인되므로 소형 열펌프 시스템에 탄화수소계 냉매로의 대체가 적절하다고 생각된다.

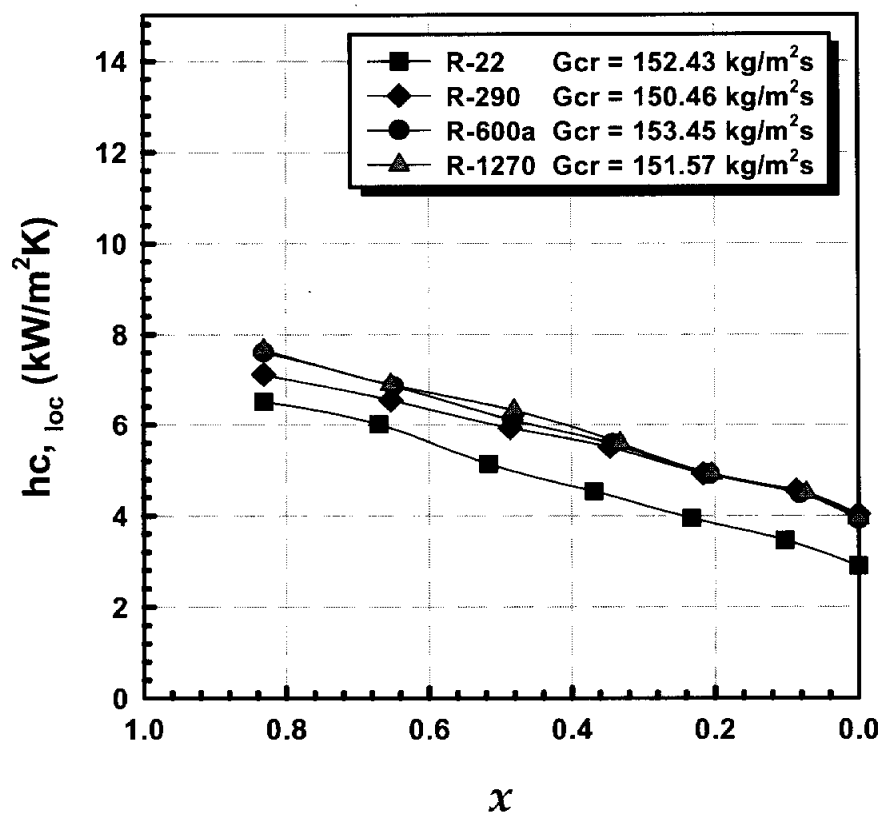


Fig. 3.6 Local condensing heat transfer coefficients vs. quality x .

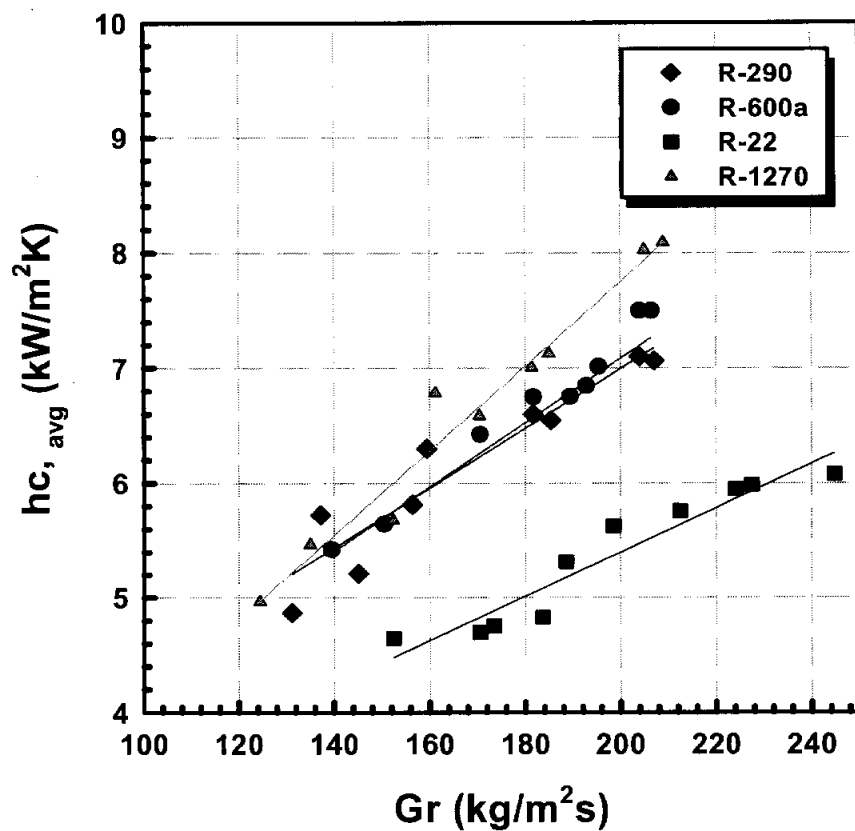


Fig. 3.7 Average condensing heat transfer coefficient $h_{c, avg}$ vs. refrigerant mass velocity G_r .

3.2.3 평균 응축 열전달

Fig. 3.7은 동일 환경에서 네 가지 냉매 (R-22, R-290, R-600a, R-1270)의 질량유속 G_r 에 대한 평균 응축 열전달계수 $h_{c, avg}$ 를 나타낸 것이다. 평균 응축 열전달계수는 건도 x 에 따른 국소 응축 열전달계수 $h_{c, loc}$ 을 통합한 식 (2-13)을 사용함으로써 구할 수 있다.

Fig. 3.7은 동일 환경에서의 평균 응축 열전달계수를 나타낸 것으로서, 질량유속에 비례하여 평균 응축 열전달계수가 증가하는 일반적인 경향을 보이고 있다. R-1270의 평균 응축 열전달계수가 가장 높게 나타났으며, R-600a, R-290, R-22의 순으로 나타났다. 그리고 프레온계 냉매 R-22의 질량유속에 따른 평균 응축 열전달계수의 향상보다 탄화수소계 냉매 (R-290, R-600a, R-1270)의 평균 응축 열전달계수의 향상이 더 우수한 것으로 나타났다. 그래서 저질량유속에서는 프레온계 냉매와 탄화수소계 냉매의 차이가 얼마나지 않았지만, 고질량유속으로 갈수록 탄화수소계 냉매의 평균 응축 열전달계수가 점점 더 우수하게 나타나는 경향을 보였다. R-22와 비교해서 각 냉매별 평균 응축 열전달계수를 살펴보면, R-290의 경우에는 평균 약 59.2% 정도, R-600a의 경우에는 평균 약 68.6% 정도, R-1270의 경우에는 평균 약 70% 정도 높게 나타났다. 평균 응축 열전달계수는 R-1270이 가장 높게 나타났으며, R-600a와는 그렇게 많은 차이는 보이지 않았다.

3.2 종래 응축 열전달 상관식

본 절에서는 수평 응축관내 국소 열전달계수를 예측하기 위해서 제안된 타 연구자들의 예측식들 중 Shah⁵⁾, Cavallini-Zecchin⁶⁾등에 의해서 제안된 상관식과의 관계와 비교·검토하였다.

3.3.1 응축 열전달 상관식

(1) Shah의 상관식⁵⁾

Shah의 상관식은 수증기, R-22, 메탄올 등을 비롯한 여러 가지 작동유체를 대상으로 수평관, 수직관, 경사관 내에서의 응축 및 핵비등을 제외한 비등실험에서 얻어진 실험결과와 타연구자들의 실험결과들을 종합하여 광범위하게 적용할 수 있는 Dittus-Boelter 식을 수정한 예측식을 식 (3.1)과 같이 제안하였다.

$$h_{TP} = h_l \left(1 + \frac{3.8}{Z^{0.95}} \right) \quad (3.1)$$

여기서, h_l 은 Dittus-Boelter가 제안한 액단상 대류 열전달계수 [$\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$]이며, Z 는 건도 x 와 압력 P 와의 관계로써, 각각 다음과 같이 계산될 수 있다.

$$h_l = 0.023 \left[\frac{G \cdot (1 - x) \cdot d_i}{\mu_l} \right]^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{d_i} \quad (3.2)$$

$$Z = \left(\frac{1 - x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{P}{P_{crit}} \right)^{0.4} \quad (3.3)$$

여기서, G 는 질량유속 [$\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$], Pr_l 은 액체 Prandtl 수로써 식 (3.4)와 같고, k_l 은 액체 열전도율 [$\text{kW/m} \cdot \text{K}$]이며, d_i 는 관의 내경 [m]을 나타낸 것이다. 그리고 P_{crit} 는 작동유체의 임계압력 [kPa]이다.

$$Pr_l = \frac{\mu_l \cdot c_{pl}}{k_l} \quad (3.4)$$

여기에서 μ_l 은 액체의 점도 [$\text{Pa} \cdot \text{s}$], c_{pl} 은 액체의 비열 [$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$]이다.

(2) Cavallini-Zecchin의 상관식⁶⁾

Cavallini-Zecchin의 상관식은 작동유체로써 R-12, R-22, 그리고 R-114를 포함한 몇 가지 냉매를 사용하여 간단한 형태이면서 비교적 일반성이 있는 상관식을 증명하였다. Cavallini-Zecchin은 냉매의 수평 및 수직 하향류의 관내 높은 증기유속시의 응축에 대하여 상당 Reynolds수를 이용한 국소 응축열전달 계수 예측식을 제안하였는데, 이 상관식의 기본 형태는 Traviss 등의 상관식에서 사용된 것과 유사한 이론적인 분석에 의해서 제시되었다. Cavallini-Zecchin에 의해 제시된 2상류 열전달 계수 h_{TP} [$\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$]의 상관식은 다음과 같다.

$$h_{TP} = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr_l^{0.33} \frac{k_l}{d_i} \quad (3.5)$$

여기서, Pr_l 은 액체 Prandtl 수, k_l 은 액체 열전도율 [$\text{kW/m} \cdot \text{K}$], d_i 는 관 내경 [m]이며, Re_{eq} 는 상당 Reynolds 수로써 다음과 같이 정의된다.

$$Re_{eq} = G_{eq} \cdot d_{IN} / \mu_L \quad (3.6)$$

$$G_{eq} = G_r \cdot [(1-x) + x(\rho_l/\rho_v)^{1/2}] \quad (3.7)$$

여기서, G_{eq} 는 상당질량유속이다.

μ_l 는 액체의 점도 [$\text{Pa}\cdot\text{s}$], ρ_l 는 액체의 밀도 [kg/m^3], μ_v 와 ρ_v 는 각각 증기의 점도 [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]와 밀도 [kg/m^3]를 나타낸 것이다.

Cavallini - Zecchin 상관식은 식 (3.2)에서와 같이 단상 난류 상관식(잘 알려진 Dittus - Boelter 상관식)과 유사하여 적용하기에 간단한 장점이 있다.

3.4 응축기의 열전달 실험 결과

본 장에서는 R-22의 대체 냉매로 기대되는 탄화수소계 자연냉매인 R-290 (Propane), R-600a (iso-Butane), R-1270 (propylene)의 응축 전열 특성을 살펴보았다.

온도 분포에서는 압축기에서 토출된 과열증기 상태의 냉매는 급격히 감소하다가 2상류 상태가 되기 시작하면서 안정화되었으며, 과냉각 상태가 되면서 다시 감소하는 경향을 보였다. 그리고 탄화수소계 냉매 (R-290, R-600a, R-1270)의 관벽온도는 프레온계 냉매 R-22보다 관벽온도가 열원수 온도보다 냉매 온도에 가깝게 나타나고 있는데, 이는 탄화수소계 냉매의 열전도율이 프레온계 냉매보다 높기 때문이라고 판단된다.

열유속 분포는 네 가지 냉매 모두 과열증기 상태에서 급격히 저하하다가 응축이 시작되어 응축이 끝날 때까지는 거의 일정하게 감소하는 경향을 보였다.

냉매별 국소 응축 열전달 계수는 동일 환경에서 건도가 진행됨에 따라 감소하는 경향을 보였다. 냉매들의 국소 응축 열전달 계수는 R-1270이 가장 높았으며, R-600a, R-290, R-22순으로 나타났다.

평균 응축 열전달계수에 있어서는 R-1270, R-600a, R-290이 R-22보다 우수하게 나타났다.

제 4 장 증발기의 열전달 특성

냉동·공조 시스템에서 실제적인 냉동역할을 하는 증발기의 증발 및 비등 열전달 현상은 특히 중요하므로, 증발 열전달 특성에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다. 그리고 전열특성에 대한 연구와 더불어 규제 냉매인 R-22의 대체냉매에 대한 연구도 활발히 이루어지고 있다. 그러나 탄화수소계 냉매(R-290, R-600a, R-1270)에 대한 연구는 매우 부족한 상태이며 내면 회관을 이용한 탄화수소계 냉매의 열전달 특성에 대한 연구는 거의 전무한 상태이다.

따라서 본 장에서는 R-22의 대체냉매로 기대되는 탄화수소계 냉매인 R-290, R-600a, R-1270의 동일관경의 평활관과 회관에 따른 증발 전열 특성을 살펴본다. 또 이들을 기존의 상관식과도 비교·검토하므로써 R-22의 대체냉매로 사용하는 증발기 설계의 기초자료를 제공하고자 한다.

4.1 증발기의 열평형

증발기 열교환량의 정확한 측정을 위해서 응축기에서의 냉매와 열원수 사이의 열평형을 검토하였다.

Fig. 4.1은 평활관으로 제작된 증발기에서의 열평형을 나타낸 그림이다. 가로축은 식 (2.3)에 의해서 열원수유량과 입·출구 온도차로 계산한 열용량 Q_{es} 이고, 세로축은 식 (2.4)에 의해서 증발기 입·출구에서의 냉매의 유량과 엔탈피차로 계산한 열용량 Q_{ev} 이다. 그림에서 기호 ○, △, □와 ◇는 각각 R-22, R-600a, R-290, R-1270을 나타낸 것이다.

Fig. 4.1의 오차범위는 탄화수소계 냉매의 경우에는 낮은 열량범위에서는

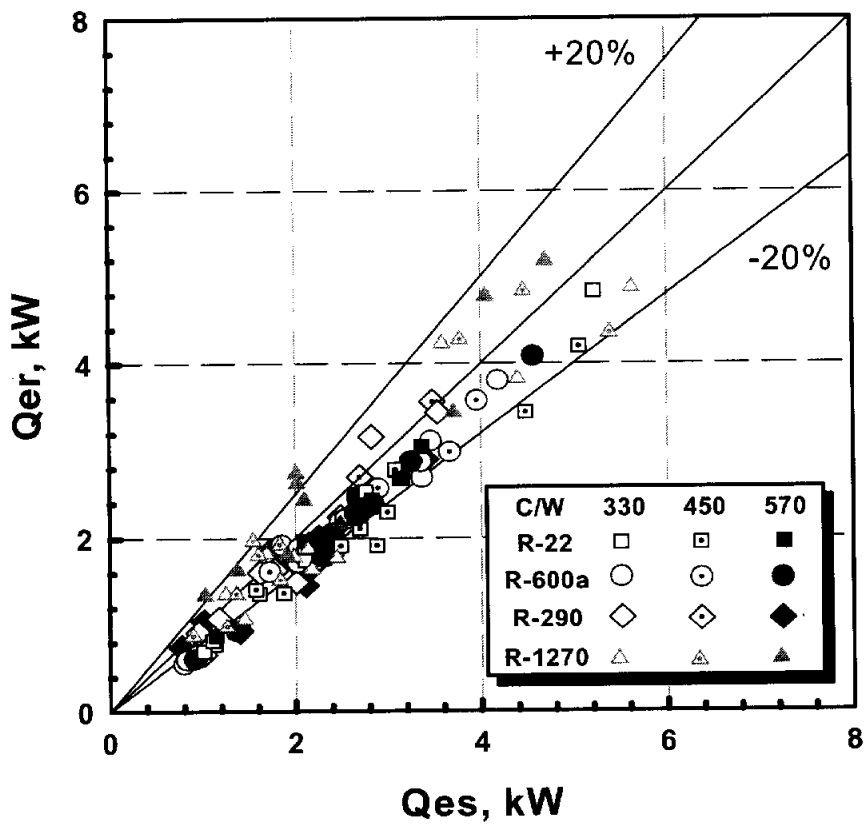


Fig. 4.1 Heat balance between Q_{es} and Q_{er} evaporator.

좋은 일치를 보였지만, 열량이 커질수록 열평형 오차도 커지는 것을 알 수 있었다. 그리고 유량변화에 따라 약간씩의 차이는 있었지만, 대체적으로 냉매의 종류에 관계없이 $\pm 20\%$ 내외에서 거의 일치하였다.

따라서 증발기의 방열상태는 양호하며, 증발기에서의 열평형은 비교적 우수한 것으로 판단할 수 있다.

4.2 증발 열전달 특성

4.2.1 온 도 분 포

Fig. 4.2~Fig. 4.5는 내경 10.07 mm인 평활관으로 제작된 증발기에서 측정한 R-22, R-290, R-600a 및 R-1270의 냉매, 냉각수, 관벽온도의 온도분포를 나타낸 것이다. 그림에서 가로축은 소구간 (Section)이고, 세로축은 온도를 나타내는 것으로서 $\bigcirc$, $\square$ 및 $\triangle$ 는 각각 냉매온도 (T_{er}), 응축기에서의 냉각수온도 (T_{ew}), 평균내벽면온도 ($T_{e,iw}$)를 나타낸 것이다. 그리고, 증발기는 향류형이므로 열원수는 냉매의 흐름과 반대방향인 그림의 우측 방향에서 좌측 방향으로 진행된다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 냉매온도, 냉각수온도 그리고 내관벽면 온도 분포의 일반적인 경향은 다음과 같다. 냉매는 4구간까지 일정 온도로 유지한다. 그리고 6구간 (관길이 약 4450mm) 정도 되는 구간에서 과열이 형성되고 있다.

Fig. 4.2~Fig. 4.5에서 살펴보면 모든 냉매들의 온도는 출구부에서 증발의 완료로 과열이 발생하여 증가하는 경향을 보이고 있다. 그리고 관내벽 온도도 냉매 온도와 유사한 경향을 보이고 있으나, 증발기 출구로 갈수록 약간

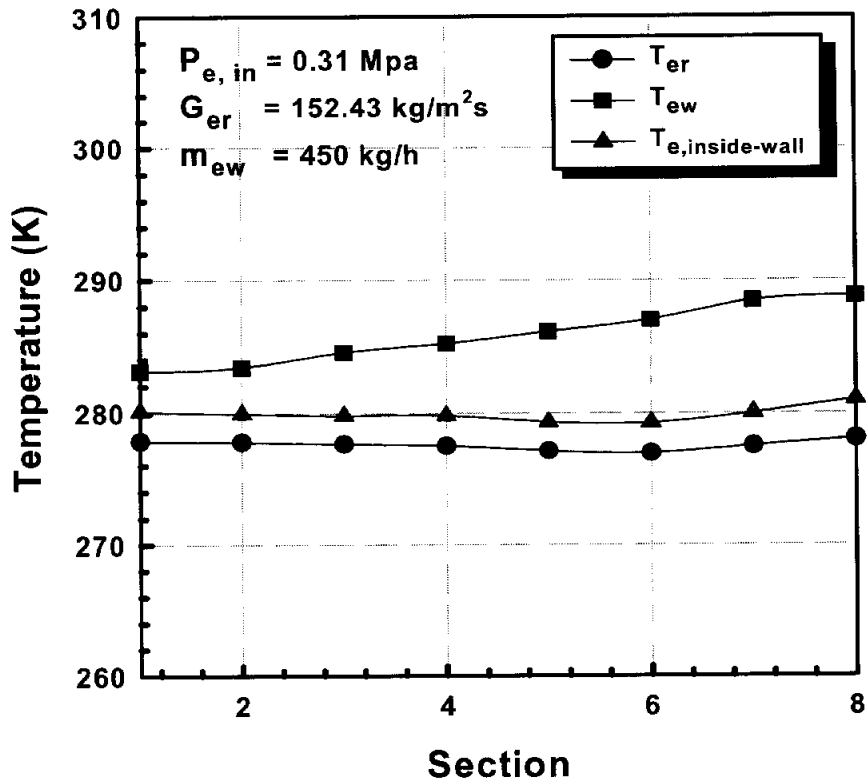


Fig. 4.2 Temperature profiles in the evaporator. (R-22)

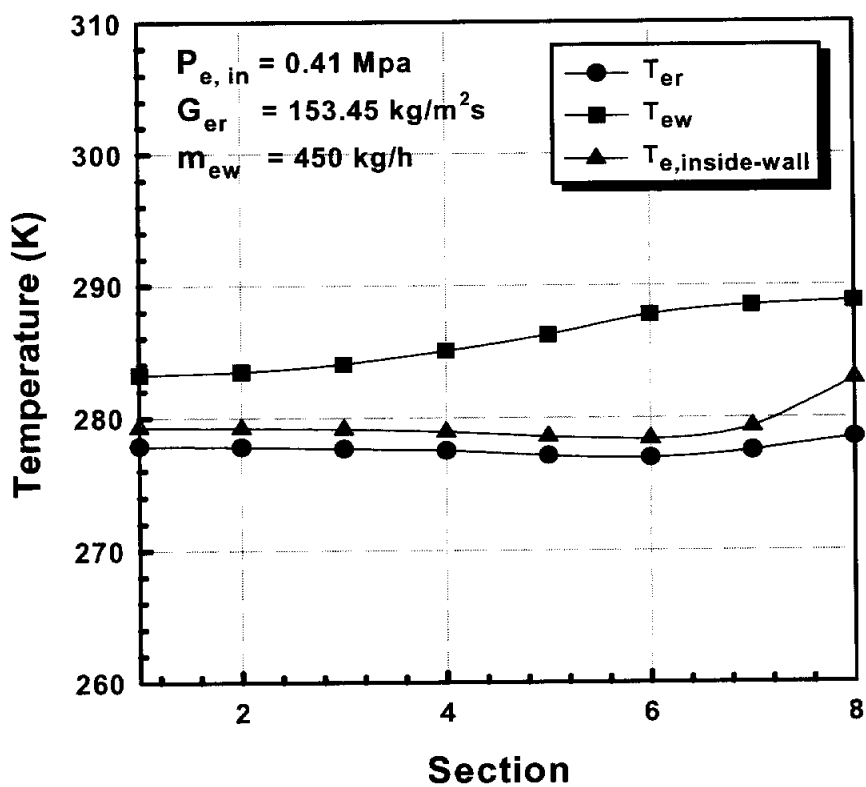


Fig. 4.3 Temperature profiles in the evaporator. (R-290)

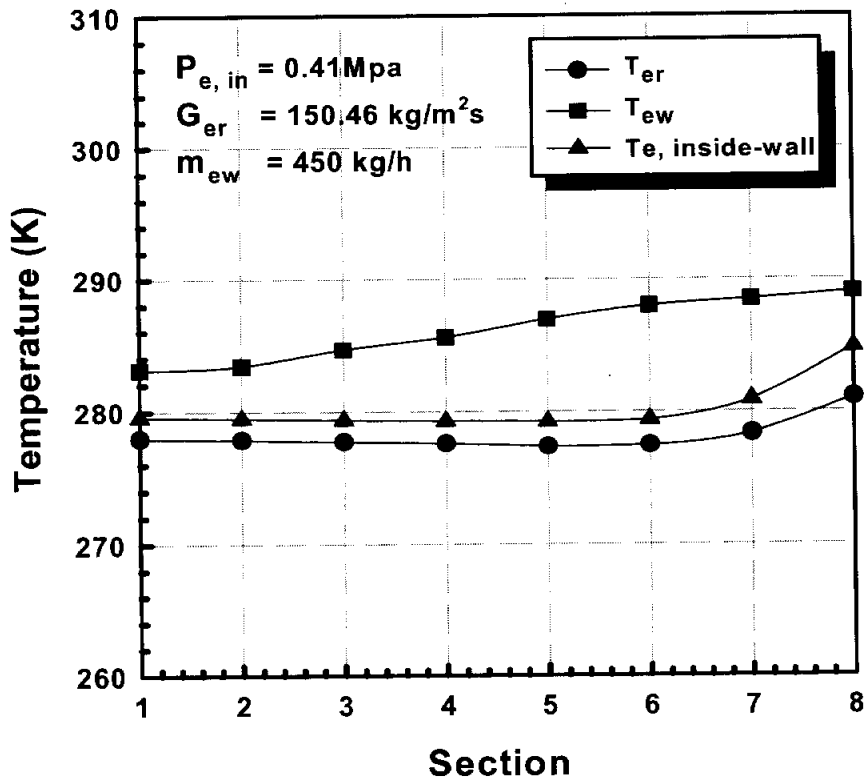


Fig. 4.4 Temperature profiles in the evaporator. (R-600a)

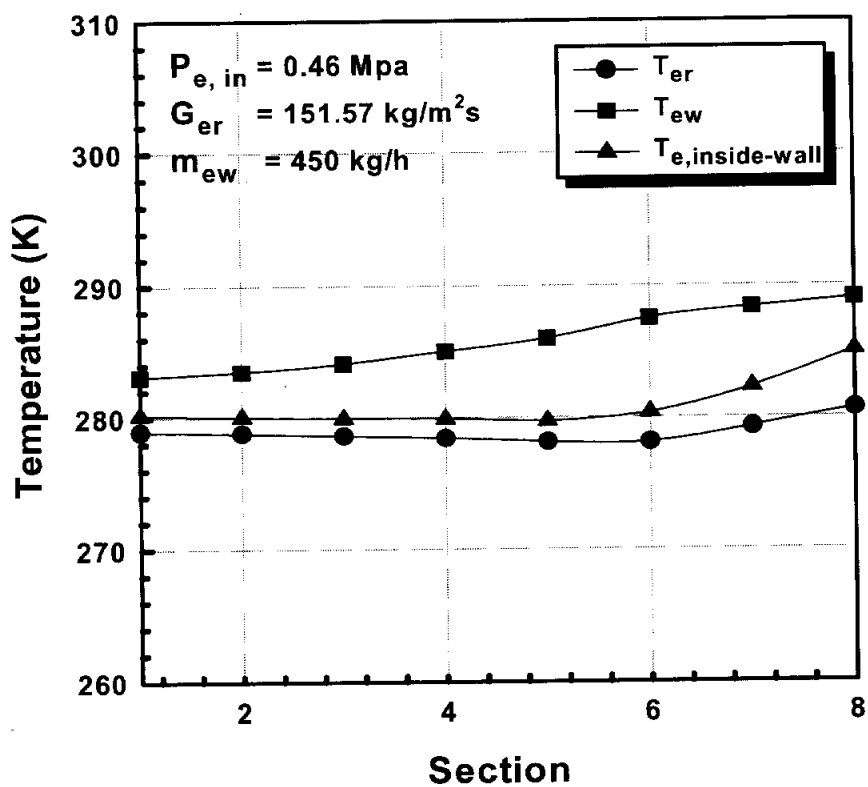


Fig. 4.5 Temperature profiles in the evaporator. (R-1270)

씩 냉매 온도와 온도차가 조금씩 커지고 있다. 이러한 현상은 증발기 입구 영역에서 냉매의 핵비등으로 인하여 냉매와의 열전달이 활발히 일어나다가 점차 대류 증발 영역으로 접어들면서 열전달이 감소하기 때문에 발생하는 현상이라고 판단된다. 또 과열증기 구역에서 갑자기 온도가 상승하는 것은 증기가 관내 벽면에 다량으로 접촉함으로써 2차 유체와 열평형이 이루어지는 과정이기 때문일 것이다. 그리고 열교환기로 흐르는 열원수의 온도는 모든 냉매에서 모두 동일하게 증발기 출구에서 입구로 갈수록 냉매의 과열 등의 영향을 거의 받지 않고 점차로 감소하는 경향을 보이고 있다.

4.2.2 국소 증발 열전달

Fig. 4.6은 각 냉매별 동일 관경에서의 다른 국소 증발 열전달계수를 나타낸 것이다. 동일 질량유속에서 냉매변화에 따른 국소 증발 열전달계수를 나타낸 것으로 그림에서와 같이 열전달 계수는 모든 냉매에서 건도가 증가함에 따라 증가하다가 건도가 0.85정도 되는 영역이후로 급격히 감소하는 경향을 보였다. 이는 증발이 진행됨에 따라 열전달율이 증가하다가 건도 0.85영역 이후로는 증발이 거의 완료됨에 따라 냉매액이 냉매증기로 변함으로써 관내에 증기가 가득차므로써 열전달이 급격히 감소하기 때문이라고 생각된다.

4.2.3 평균 증발 열전달

Fig. 4.7은 동일 관경에서 네 가지 냉매 (R-22, R-290, R-600a, R-1270)의 질량유속 G_r 에 대한 평균 증발 열전달계수 $h_{e, avg}$ 를 나타낸 것이다. 평균 응축 열전달계수는 건도 x 에 따른 국소 증발 열전달계수 $h_{e, loc}$ 를 통합한 식(2-14)를 사용함으로써 구할 수 있다.

Fig. 4.7은 동일 관경에서의 평균 증발 열전달계수를 나타낸 것으로서, 질

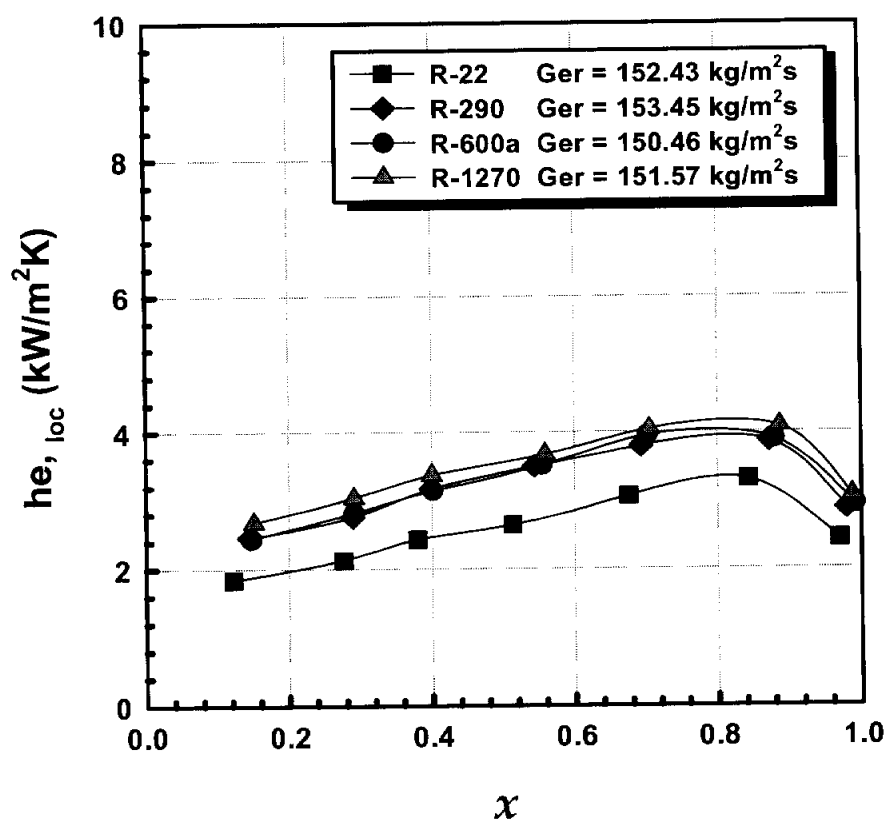


Fig. 4.6 Local evaporating heat transfer coefficients vs. quality x .

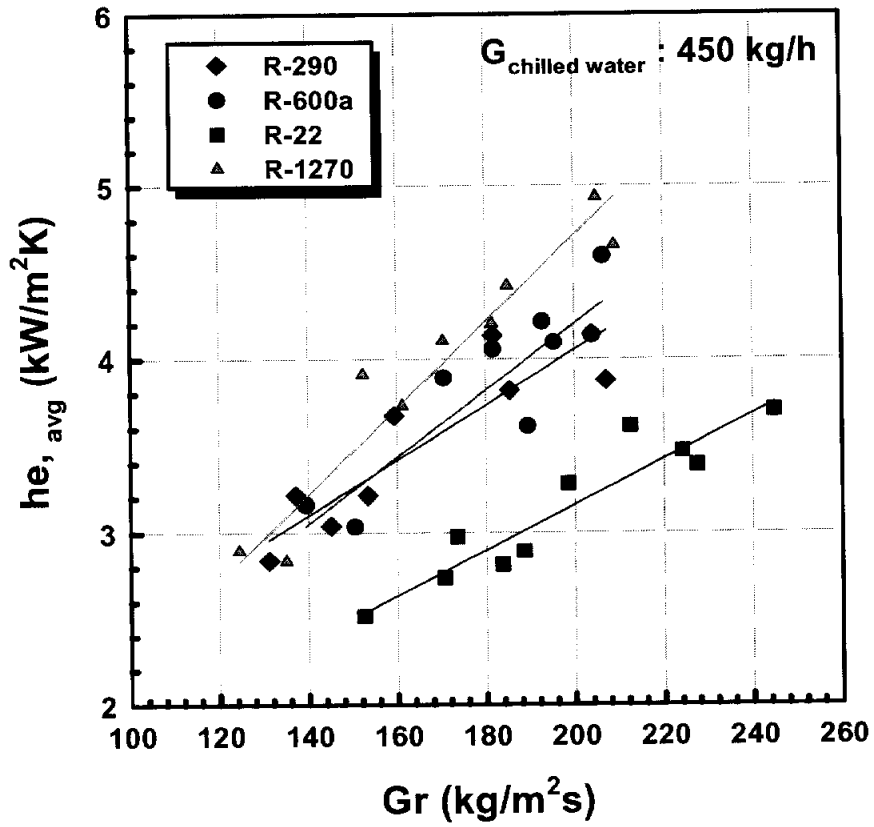


Fig. 4.7 Average evaporating heat transfer coefficient $h_{e, avg}$ vs. refrigerant mass velocity G_r .

량유속에 비례하여 평균 증발 열전달계수가 증가하는 일반적인 경향을 보이고 있다. 탄화수소계 냉매 (R-290, R-600a, R-1270)가 프레온계 냉매 R-22의 평균 증발 열전달계수보다 우수하게 나타났으며, 질량유속에 따른 평균 증발 열전달계수의 향상도 탄화수소계 냉매의 경우에서 보다 더 우수하게 나타났다. 그리고 프레온계 냉매 R-22의 질량유속에 따른 평균 증발 열전달계수의 향상보다 탄화수소계 냉매 (R-290, R-600a, R-1270)의 평균 증발 열전달계수의 향상이 더 우수한 것으로 나타났다. 그래서 저질량유속에서는 프레온계 냉매와 탄화수소계 냉매의 차이가 얼마나지 않았지만, 고질량유속으로 갈수록 탄화수소계 냉매의 평균 증발 열전달계수가 점점 더 우수하게 나타나는 경향을 보였다. R-22와 비교해서 각 냉매별 평균 증발 열전달계수를 살펴보면, R-290의 경우에는 평균 약 67.7% 정도 높게, R-600a의 경우에는 평균 약 55.4% 정도 높게, R-1270의 경우에는 평균 약 72.3% 정도 높게 나타났다.

여기에서 냉매변화에 따른 평균 증발 열전달계수의 향상 정도는 네가지 냉매가 모두 유사한 정도를 보였다. 그리고 평균 증발 열전달계수는 R-1270과 R-600a가 높게 나타났다.

4.3 종래 증발 열전달 상관식

본 절에서는 수평 증발관내 국소 열전달계수를 예측하기 위해서 제안된 타 연구자들의 예측식들 중 Shah¹⁴⁾와 Kandlikar¹⁵⁾등에 의해서 제안된 상관식을 검토하였다.

4.3.1 증발 열전달 상관식

(1) Shah의 상관식¹⁴⁾

Shah의 상관식은 이전에 제안된 증발 상관식을 응용하여 수평·수직관에서
의 비등 열전달에 적용할 수 있는 상관식을 제안하였다. 본 상관식은 Boiling
수 (Bo), Froude 수 (Fr), Convection 수 (Co)를 포함하는 몇 가지 무차
원수에 따른 상관관계에 나타나는 수평유동에 대한 증발 상관식이다. Shah의
상관식을 나타내면 다음과 같다.

$$h_{TP} = \Psi \cdot h_l \quad (4.1)$$

여기에서, h_{TP} 는 증발 열전달 계수 [$\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$]이며, h_l 은 식 (3.2)에 정의된
것처럼 Dittus - Boelter에 의해서 제안된 액단상 대류 열전달 계수이다. 그리
고 Shah의 상관식은 핵 비등, 비등 억제, 대류 비등 구간에서 계산되는 세 개
의 열전달 계수 중 가장 큰 값을 취함으로써 계산되는데, Shah 방정식의 변수
 Ψ 의 계산과정은 다음과 같다.

상수 $N > 1$ 일 때,

$$Bo \geq 3.0 \times 10^{-5} \text{이면,}$$

$$\Psi_{nb} = 230 Bo^{0.5} \quad (4.2)$$

$$Bo < 3.0 \times 10^{-0.5} \text{이면,}$$

$$\Psi_{nb} = 1 + 46 Bo^{0.5} \quad (4.3)$$

$$\Psi_{cb} = \frac{1.8}{N^{0.8}} \quad (4.4)$$

$0.1 < N \leq 1.0$ 일 때,

$$\psi_{bs} = F \cdot Bo^{0.5} e^{2.74N^{0.1}} \quad (4.5)$$

$N \leq 0.1$ 일 때,

$$\psi_{bs} = F \cdot Bo^{0.5} e^{2.74N^{0.15}} \quad (4.6)$$

여기서 변수 ψ 는 핵 비등에서의 변수 ψ_{nb} 와 대류 비등에서의 변수 ψ_{cb} 중에서 큰 값을 사용한다. 그리고 상수 F 는 관 표면에서 발생하는 증기의 질량으로 해석되는 boiling 수 (Bo)에 의해서 결정되며, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$Bo \geq 11 \times 10^{-4}$ 일 때,

$$F = 14.7 \quad (4.7)$$

$Bo < 11 \times 10^{-4}$ 일 때,

$$F = 15.43 \quad (4.8)$$

이다. 그리고 boiling 수 (Bo)는 다음과 같다.

$$Bo = \frac{q}{G \cdot i_{fg}} \quad (4.9)$$

여기서, q 는 열유속 [kW/m^2] 이고, G 는 질량 유속 [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$] 이며, i_{fg} 는 증발 잠열 [kJ/kg] 이다.

수직관에서의 Fr_l 의 모든 값과 $Fr_l > 0.04$ 인 수평관에서 정수 N 은

$$N = Co \quad (4.10)$$

$Fr_l < 0.04$ 인 수평관에서 정수 N 은

$$N = 0.38 Fr_l^{-0.3} Co \quad (4.11)$$

이다. 여기서, Fr_l 은 액체의 Froude 수이고, Co 는 convection 수로서 다음과 같이 계산될 수 있다.

$$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot d_i} \quad (4.12)$$

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (4.13)$$

여기서, convection 수 (Co)는 증기 점도의 영향을 배제한 것을 제외하고는 식 (3.7)의 Lockhart - Martinelli 변수와 비슷하다. 그리고, 식 중의 G 는 질량 유속 [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$], ρ_l 과 ρ_v 는 각각 액상과 기상의 밀도 [kg/m^3], g 는 중력 가속도 [m/s^2], d_i 는 관 내경 [m], x 는 건도를 나타낸다.

(2) Kandlikar의 상관식¹⁵⁾

Kandlikar는 수직·수평관에서의 유체 비등에 대한 일반적인 상관식을 다음과 같이 제안하였다.

$Fr_l > 0.04$ 인 수직관과 수평관에서

$$h_{NBD} = (0.6683 Co^{-0.2} + 1058.0 Bo^{0.7} F_{fl}) h_l \quad (4.20)$$

$$h_{CBD} = (1.1360 Co^{-0.9} + 667.2 Bo^{0.7} F_{fl}) h_l \quad (4.21)$$

이고, 열전달 계수 h_{TP} 는 위에서 핵 비등이 지배할 때의 열전달 계수 h_{NBD} 와 대류 비등이 지배할 때의 열전달 계수 h_{CBD} 중에서 큰 값을 사용한다. 여기서, Co 는 식 (4.13)으로 계산되는 convection 수이고, Bo 는 식 (4.9)로 계산되는 boiling 수이다. 그리고 h_l 은 Dittus - Boelter의 식 (3.2)를 바탕으로 한 액체 대류 열전달 계수이다. 또 F_{fl} 은 Kandlikar에 의해 물, R-11, R-12, R-13B1, R-22, R-113, R-114, R-152, 니트로젠, 그리고 네온 등의 값이 정리된 액체 종속 변수이다. 이에 대한 자세한 값들은 Table 4.1에 나타내었다. 그리고 유체의 값이 정리되지 않은 것에 대해서는 실험 유체에 대한 플 비등 데이터의 상관 관계를 위해서 Froster - Zuber 상관식을 사용하고 식 (4.22)로 정의되는 억제 변수 S 를 제안하였다. 이것은 강제 대류 효과가 증대하고 열 경계층의 두께가 감소하기 때문에 핵 비등 분포는 강하게 억제된다는 사실을 반영한 것이다. 이것은 처음에는 Chen¹⁶⁾에 의해 제안되었다가 Collier와 Thome¹⁷⁾에 의해 이용 가능한 형태로 발전되었다.

$$S = \frac{1}{1 + 2.56 \times 10^{-6} Re_{eq}^{1.17}} \quad (4.22)$$

여기서, Re_{eq} 는 평형 Reynolds 수로서 식 (3.13)으로 계산된다.

Table 4.1 Fluid dependent parameter F_{fl} in the proposed correlation

Fluid	F_{fl}	Fluid	F_{fl}
Water	1.00	R-113	1.30
R-11	1.30	R-114	1.24
R-12	1.50	R-152B	1.10
R-13B1	1.31	Nitrogen	4.70
R-22	2.20	Neon	3.50

4.4 증발기의 열전달 실험 결과

본 장에서는 R-22의 대체 냉매로 기대되는 탄화수소계 자연냉매인 R-290, R-600a, R-1270의 냉매별에 따른 증발 전열 특성에 대한 실험을 한 결과를 다음과 같이 정리하였다.

온도 분포에서는 팽창밸브를 지난 냉매액은 일정구간까지 일정 온도로 상승하다가 포화온도에 이르러 그 온도를 유지하고 증발이 완료되면 과열되어 온도가 급격히 증가하는 경향을 보였다. 그리고 관내벽 온도는 증발기 출구로 갈수록 냉매 온도와의 온도차가 커지는 경향을 보이고 있다.

각 냉매의 열유속은 모든 냉매에서 관경의 차이에 관계없이 증발기 출구로

갈수록 선형적으로 증가하다가 증발이 완료되면 급격히 감소하는 경향을 보이고 있다. 그리고 탄화수소계 냉매 (R-290, R-600a, R-1270)는 R-22보다 열유속이 높게 나타났는데, 이는 응축에서와 마찬가지로 탄화수소계 냉매의 증발 잠열 및 열전도도가 R-22보다 우수하기 때문인 것으로 판단된다.

국소 증발 열전달계수는 동일 관경에서 건도가 증가함에 따라 증가하다가 건도 0.85 정도 되는 영역이후로 급격히 감소하는 경향을 보였다. 그리고 냉매들의 국소 증발 열전달계수는 R-1270이 가장 높았으며, R-600a, R-290, R-22, 순으로 나타났다.

평균 증발 열전달계수에 있어서는 실험에 사용된 동일 관경에서 모두 R-1270, R-600a, R-290이 R-22보다 우수하게 나타났다. 평균 증발 열전달계수는 질량유속에 비례하여 증가하는 일반적인 경향을 나타내고 있다.

제 5 장 결 론

본 연구에서는 프레온계 냉매인 R-22와 탄화수소계 자연냉매인 R-290, R-600a, R-1270을 작동유체로 사용하는 냉동·공조 장치에서 기본이 되는 응축 및 증발 전열특성을 규명하고자 하였다. 열교환기는 이중관 형태로서 외관(외경 22.22mm)과 내관(외경 12.2mm, 내경 10.07 mm)으로 제작된 열교환기를 사용하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 응축 열전달 특성

응축기에서 탄화수소계 냉매(R-290, R-600a, R-1270)의 관벽온도는 프레온계 냉매인 R-22보다 냉매온도에 가깝게 나타났으며, 과열증기 영역과 과냉각 영역에서는 큰 온도 강하가 보였다. 냉매종류에 따른 국소 응축 열전달계수는 R-1270과 R-600a가 R-290과 R-22보다 우수하게 나타났으며, 평균 응축 열전달계수의 향상 정도는 R-1270이 가장 높게 나타났으며, R-290, R-600은 서로 비슷한 향상 정도를 보였다.

(2) 증발 열전달 특성

증발기에서의 국소 증발 열전달계수의 변화는 건도가 증가함에 따라 증가하다가 건도 0.85 정도 되는 영역에서 급격히 감소하는 경향을 보였다. 국소 증발 열전달계수는 실험에서 모두 R-1270, R-600a, R-290이 R-22보다 우수하게 나타났다. 그리고 탄화수소계 냉매인 R-1270과 R-600a의 평균 증발 열전달계수는 서로 비슷하게 나타났다.

참 고 문 헌

- 1) Molina, M.J. and Rowland, F.S., 1974, "Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes : Chlorine Atom Catalyzed Destruction of Ozone", Nature, Vol. 249, pp. 810 ~ 814.
- 2) 산업자원부, 2000, "자연 냉매를 적용한 냉동·공조 시스템 기술 개발에 관한 산업 분석", pp. 58~69.
- 3) Kruse, H., 1993, "European Research and Development Concerning CFC and HFC Substitution", ASHRAE / NIST Refrigerants Conference, pp. 41 ~ 54.
- 4) James, R.W. and Missenden, J.F., 1992, "The Use of Propane in Domestic Refrigerators", International Journal of Refrigeration, Vol. 15, No. 2, pp. 95 ~ 100.
- 5) Shah, M.M., 1979, "A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes", Int.J.Heat Mass Transfer, Vol.22, pp.547~556.
- 6) Cavallini, A. and Zecchin R., 1974, "A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation", Proc, 6th Intl. Heat Transfer Conf. Tokyo, Vol. 3, pp. 309~313.
- 7) Chitti, M.S. and Anand, N.K., 1996, A heat transfer correlation for condensation inside horizontal smooth tubes using the population balance approach, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.39, No.14, pp. 2947-2956.

- 8) Webb, R.L., Zhang, M. and Narayanmurthy, R., 1998, Condensation heat transfer in small diameter tubes, Proceedings of 11th IHTC, Vol.6, pp. 403-408.
- 9) Wijaya, H., and M.W. Spatz, 1995, Two-phase flow transfer and pressure drop characteristics of R-22 and R-32/R-125, ASHRAE Transactions 101(1):1020-1032.
- 10) Chitti, M.S., and N.K. Anand, 1996, Condensation heat transfer inside smooth horizontal tubes for R-22 and R-31/R-125 mixtures, Int. J. HVAC&R Research 2(1): 79-101.
- 11) Kwon, O.B., 1997, "Performance Characteristics of Water Sources Heat Pump Using HCFC22 Alternative Refrigerants", Thesis for the Degree of Doctor of Philosophy, Pukyung University
- 12) 장영수, 김민수, 노승탁, 1997, "탄화수소냉매를 이용한 냉방시스템의 성능실험과 열전달특성", 대한기계학회논문집, 제 21 권, 제 5 호, pp. 713 ~ 723.
- 13) Oliver Pelleher and Björn Pai M, 197, "Performance of plate heat exchangers and compressor in a domestic heat pump using: Propane", IIF-IIR-Commissions B1, B2, E1 and E2, Aarhus, Denmark, 1996-3, pp. 11.16~11.20.
- 14) Shah, M.M., 1982, "Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer Equations and Further Study", ASHRAE Transactions, Vol. 88, pp. 185 ~ 196.
- 15) Kandlikar, S.G., 1987, "A General Correlation for Saturated Two -

Phase Flow Boiling Heat Transfer inside Horizontal and Vertical Tubes", ASME Winter Annual Meeting, pp. 14 ~ 18.

16) Chen, J.C., 1966, "A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Vertical Flow", Heat Transfer Engineering, Vol. 1, No. 4, pp. 32 ~ 37.

17) Collier, J.G. and Thome, J.R., 1994, "Convective Boiling and Condensation", Oxford Science Publications, 3rd Edition.

감사의 글

논문을 마치면서 돌이켜 보니 참 많은 일들이 있었구나 하는 생각이 먼저 듭니다. 하지만 지금 와서 보니 어려웠던 일들도 참 좋은 추억으로 제 마음속 깊이 남아 있는걸 느낄 수 있습니다. 아직 많이 부족하고 더 해야 할 일들이 있어 아쉬움이 남지만, 지금까지 배웠던 지식과 경험으로 사회에서의 힘들 과정들을 이겨나갈 수 있으리라는 자신감이 생깁니다.

생각보면 제가 지금 까지 올 수 있도록 배려해 주신 분들이 너무나도 많습니다. 먼저 부족한 저를 실험실에 허락해 주셨고 아낌없는 지도와 애정어린 관심을 보여주시운정인 교수님께 감사의 말씀을 올립니다.

그리고 본 논문을 심사하시고 지도와 편달을 아끼지 않으셨던 오후규 교수님, 김종수 교수님, 금종수 교수님, 김영수 교수님, 김은필 교수님, 논문 수정에 많은 도움을 주신 정석권 교수님께도 감사의 말씀을 드립니다. 또한 논문에 대한 조언과 인생에서의 조언까지도 아끼지 않으셨던 동명대학 김재돌 교수님과 제겐 스승님이기도 하신 설원실, 한인근, 최인수 선생님들께도 감사드립니다.

항상 말없이 뒤에서 지켜보며 형님처럼 이끌어 주신 춘근이형, 버릇없는 저를 동생처럼 지켜봐준 승문이형, 언제나 밝은 삶을 살아갈 것 같은 창호형, 부족한 내게 도움을 많이 주어서 정말 고맙고 무엇을 하든 잘할 것 같은 호생이, 옆에 있어 든든했던 동기 기석이와 지금은 더 멀리 뿔려고 다리를 접은 병진이, 항상 즐거워 마음을 보기 힘든 경현이, 매일 분주한 살림꾼 근태, 잘해주고 싶었는데 마음 뿐이어서 미안한 동훈이, 보기와는 달리 실력으로 승부하는 철호와 광배, 그리고 대화 한번 속시원히 못해봐서 아쉬운 Tong, Sarker... 모두 고맙습니다.

마지막으로 오늘의 제가 있기까지 저를 믿어주시고, 아낌없는 사랑을 베풀어주시는 부모님과 형님, 형수님, 그리고 동생 희정이와 조카 지원이에게 이 작은 결실을 바칩니다.