creative commons

COMMONS DEED

**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

dCollection

[UCI]I804:24011-200000234318

2007年 8月
教育學碩士(機械·金屬敎育)學位論文

# R22와 HFC-134a를 사용한 냉동장치의 성능특성 연구

朝鮮大學校 敎育大學院

機械·金屬 敎育 專攻

金 鍾 吉

# R22와 HFC-134a를 사용한 냉동장치의 성능특성 연구

The Study on Comparison of Performance Characteristics in Refrigeration using R22 and HFC-134a

2007年 8月

朝鮮大學校 敎育大學院

機械·金屬 敎育 專攻

金 鍾 吉

# R22와 HFC-134a를 사용한 냉동장치의 성능특성 연구

指導敎授 河 鈺 男

이 論文을 敎育學碩士(機械·金屬 敎育)學位
請求論文으로 提出합니다.

2007年 4月

朝鮮大學校 敎育大學院

機械·金屬 敎育專攻

金 鍾 吉

# 金鍾吉의 敎育學 碩士學位 論文을 認准합니다.

審査委員長　朝鮮大學校 敎授 工學博士 洪 錫 柱

審査委員　　朝鮮大學校 敎授 工學博士 李 圭 泰

審査委員　　朝鮮大學校 敎授 工學博士 河 鈺 男

2007年 6月

朝鮮大學校 敎育大學院

# 목 차

Nomenclatures ····· iii

List of Tables ····· iv

List of Figures ····· v

List of Photographs ····· vi

Abstract ····· vii

제1장 서 론 ····· 1

제2장 관련이론 ····· 3

2.1 냉매의 특성 ····· 3

2.2 R22의 특성 ····· 8

2.3 HFC-134a의 특성 ····· 9

2.4 냉동사이클 해석 ····· 10

2.4.1 이론 냉동사이클 ····· 10

2.4.2 실제 냉동사이클 ····· 12

제3장 실험장치 ····· 15

3.1 실험장치 ····· 15

제4장 실험방법 ····· 20

4.1 응축기 냉각수 온도와 응축압력 ····· 20
4.2 증발기 냉수 유량조절 ····· 20
4.3 과열도 제어 ····· 21
4.4 소요동력 ····· 21
4.5 냉동 압축기 운전 ····· 21
4.6 계측기 및 데이터 정리 ····· 21

제5장 실험 결과 및 고찰 ····· 24
5.1 냉매 질량유량 ····· 24
5.2 압축기 흡입압력 ····· 27
5.3 응축기냉각수 질량유량 ····· 29
5.4 응축기냉각수 온도 ····· 31
5.5 응축기 방열량 ····· 33
5.6 증발기냉수 출구온도 ····· 35
5.7 증발기 흡열량 ····· 37
5.8 소요동력 ····· 39
5.9 성적계수 ····· 41

제6장 결 론 ····· 43

참고문헌 ····· 44

# Nomenclatures

$P_c$ : Condensing Pressure [bar]

$P_e$ : Evaporating Pressure [bar]

$P_{sat}$ : Saturated Pressure [bar]

$Q_e$ : Heat Capacity of Evaporation [ $kW$ ]

$Q_c$ : Heat Capacity of Condenser [ $kW$ ]

$\dot{m}_r$ : Refrigerant Mass Flow Rate [ $kg/h$ ]

$\dot{m}_{cw}$ : Cooling Water Mass Flow Rate of Condenser [ $kg/h$ ]

$T_{cw}$ : Cooling Water Temperature of Condenser [℃]

$T_{ch}$ : Chilled Water Temperature of Evaporator [℃]

$h$ : Enthalpy [ $kcal/kg$ ]

$v$ : Specific Volume [ $m^3/kg$ ]

$\eta_v$ : Volumetric Efficiency

TC : Temperature of Condensing [℃]

TE : Temperature of Evaporating [℃]

COP : Coefficient of Performance

GWP : Global Warming Potential

ODP : Ozone Depletion Potential

# List of Tables

Table 1 Characteristics of refrigerant ..... 5

Table 2 Recommended properties for an alternative refrigerant ..... 6

Table 3 The effect of the refrigerants on the environment ..... 7

Table 4 Equipment specification of refrigereration system for experimental ..... 19

Table 5 Experimental condition ..... 23

# List of Figures

Fig. 1 P-h Diagrams of the theoretical and actual refrigeration cycles.··· 14
Fig. 2 The schematic of refrigeration system.····· 17
Fig. 3 The relations of suction mass flow rate and degree of superheat at each condensing pressure. ····· 26
Fig. 4 The relations of suction pressure and degree of superheat at each condensing pressure. ····· 28
Fig. 5 The relations of cooling water mass flow rate and degree of superheat at each condensing pressure. ····· 30
Fig. 6 The relations of cooling water outlet temperature and degree of superheat at each condensing pressure. ····· 32
Fig. 7 The relations of condenser heat capacity and superheat temperature at each condensing pressure. ····· 34
Fig. 8 The relations of chilled water outlet temperature and degree of superheat at each condensing pressure. ····· 36
Fig. 9 The relations of evaporator heat capacity and degree of superheat at each condensing pressure. ····· 38
Fig. 10 The relations of power and degree of superheat at each condensing pressure. ····· 40
Fig. 11 The relations of COP and degree of superheat at each condensing pressure. ····· 42

# List of Photographs

Photo. 1 Photograph of the experimental apparatus ····· 18

# ABSTRACT

## The Study on Comparison of Performance Characteristics in Refrigeration using R22 and HFC-134a

Jong-kil Kim
Advisor : Prof. Ok-nam Ha Ph.D.
Major in Mechanical & Metallurgical Education
Graduate School of Education, Chosun University

Nowaday HCFCs refrigerant are restricted because it cause depletion of ozone layer. Accordingly, this experiment apply the HFC-134a and R22 to study the performance characteristic from superheat control and compare the energy effciency of refrigerants from the high performance. The condensing pressure of refrigeration system is increased from 1500kPa to 1600kPa and degree of superheat is increased from 0 to 5℃ at each condensing pressure.

This study conducted the comparative analysis of performance of refrigerating system using HFC-134a and R22 with respect to the change in condensing pressure and superheat and the results are presented as follows.

1. The refrigerant Circulating rate shows similar stability for the condensation pressure and the degree of superheat change in HFC-134a and R22 refrigerant, and The refrigerant circulating rate of R22 is little less than HFC-134a's but the suction pressure of HFC-134a shows a lot less than R22.

2. If the condensation pressure and the degree of superheat is getting higher, refrigerant mass flow rate that incoming in an evaporator is

decrease and condenstation rate is getting bigger and power is increase. So energy is getting loss a lot.

3. The requirement power of R22 is higher than HFC-134a and record factor of R22 is higher than HFC-134a but shows similar result.

4. In this research, HFC-134a and R22 shows similar performance quality, if preservation of the refrigeration system is becoming, HFC-134a is appropriate for substitution refrigerant of R22.

# 제 1 장 서 론

20세기말에 이르러 세계 인류는 과학기술의 발달에 의한 선진화 및 산업화에 따른 지구환경의 오염문제에 관심을 갖게 되었고 이를 해결하지 않으면 안되는 상황에 직면하게 되었다. 따라서, 1980년대 중반부터 범세계적인 지구환경 보호에 관한 협약들이 채결되었다. 이는 오존층 보호를 위한 국제적 정보교환 및 연구협력 체계의 구축을 목표로 하고 있으며, 1985년 3월에 채택된 Vienna 협력과 1987년 9월에 채택된 CFC를 포함한 특정 물질들의 생산 및 사용규제, 그리고 1989년 1월부터 시행된 몬트리올(Montreal) 의정서는 이와 같은 것을 잘 나타내고 있다.[1)]

오존층을 파괴하는 CFC와 같은 오존파괴물질(Ozone Depletion Substance, ODS)의 생산과 사용을 금지시켜 궁극적으로는 지구 성층권의 오존층을 보호하기 위한 조약이다.

그러나, 오존층 파괴가 예상보다 더 심각하게 진행되고, 최초의 가입국 회의에서 결정된 규제 내용으로는 오존층의 회복이 어렵다는 평가위원회의 보고에 따라 1990년 런던 개정서에 이어서, 1992년 11월에 덴마크의 코펜하겐에서 열렸던 제4차 가입국 회의에서 결의된 몬트리올 의정서 조정 및 개정사항에 의하면 Halon은 1994년, $CH_3Br$은 1995년 그리고 HCFC는 1996년 1월 1일부터 2003년 말까지 1989년 수준으로 생산 및 사용을 전면 규제하였다.

이와 같은 국제적인 규제에 대비하여 오래전부터 선진국들은 오존층을 파괴하지 않으며, 에너지를 절감해서 지구 온난화 현상도 완화시킬 수 있는 CFC 대체물질의 연구개발 및 생산을 시작하였다. 그중에서도 R22에 대한 대체 냉매의 연구는 필수불가결하다고 할 수 있다.[2,3,4)]

R22는 염화불화탄화수소(HCFC)라는 종류의 화학물질 중 하나로서 오존층 파괴물질에 대한 몬트리올 의정서라는 환경보호를 목적으로 하는 국제 협정에 따라서 단계적으로 폐지하고 있다.

HCFC-22($CHClF_2$) 냉매 사용을 금지하면서 이 대체 냉매로서 HFC-134a ($CH_2FCF_3$) 냉매는 기존에 사용되었던 HCFC-22 냉매와 동등한 열역학적 안정성

을 구비하고 있으며, 오존층을 파괴하는 염소(Cl) 대신 수소(H)가 결합되어 생태학적으로 오존층 파괴지수(Ozone Depletion Potential, ODP)가 거의 0이다.[5] 따라서 HCFC-22의 대체 냉매로서 현재까지 개발 또는 생산중인 자동차, 선박, 고층건물, 잠수함, 화학플랜트들은 HFC-134a를 대부분 채용하고 있다. 국내에서도 이에 대한 개발이 완료되어 1994년부터 본격적으로 사용되고 있다. 그러나 HFC-134a의 성능를 최적화하기 위해 윤활제, 컴프레셔, 건조제, 호스, 증발기 및 콘덴서 등의 많은 구성부품을 설계변경 하여야 했는데, 체적당 냉동효과는 HCFC-22에 비해서 약 10-30%정도 작았다. 더욱이 지구온난화지수(Global Warming Potential, GWP)는 $CO_2$를 기준할 때 3200배 정도이며, 500년이 지나도 420배가 된다고 알려져 있고, 또한 HCFC계열의 냉매 사용의 규제가 강화되고 있는 상태다. 따라서 HFC-134a를 이용한 냉동 장치에 적용하는 많은 연구들이 이루어지고 있다.

따라서 본 연구는 R22와 HFC-134a를 냉매로 하여 응축 압력에 따른 과열도 변화에 대한 장치의 성능 특성 실험을 통해 냉매에 따른 성능을 비교하여 R22의 대체 냉매로서 HFC-134a의 우수성을 밝히고자 한다.

# 제 2 장 관련 이론

## 2.1 냉매의 특성

냉동기에서 저열원으로부터 열을 흡수하여 고열원으로 운반 및 방출하는 작동유체를 냉매라 하며, 냉매는 열을 흡수하기 위해 증발하고 열을 방출하기 위해서는 응축하는 상변화 과정을 갖으며, 액체와 기체 상태에서 상변화를 반복적으로 행함으로써 그 목적을 수행할 수 있다. Table 1에 각종 냉매의 특성에 대하여 나타내었다.

냉매는 종류에 따라 기화온도, 압력, 증발잠열, 비체적 등 물리적 특성이 다르지만 냉동기의 성적계수를 높일 수 있는 냉매가 좋은 냉매이며, 성적계수가 높아도 인체에 의한 독성, 재료에 부식성 등 특성이 다르므로 냉매의 종류별 냉동기에 사용하는 금속재료, 구조, 가격등이 달라지게 되며 다른 물질에 해를 끼친다면 좋은 냉매라 할 수 없으므로 냉동기의 냉매는 효율적이고 경제적이며 신뢰 할 만한 작동조건을 유지하기 위하여 여러 가지 요구조건들을 만족해야 하며 냉매로서 갖추어야 할 가장 중요한 특성은 냉동시스템 내에서의 화학적 안정성이다. 만일 화학적으로 안정되지 않아 변질 되던가 불활성이며 부식이 되며 윤활유를 손상시키거나 전기저항이 적고 열전달률이 양호하지 않고 점성이 크고 저항이 크게 되면 안된다.

따라서 Table 2와 같은 조건들이 충족되어야 하는데 실제 사용되는 냉매는 이와 같은 조건을 모두 만족시키지는 못하며, 현재까지 사용해온 CFC계열의 냉매가 많은 조건을 충족시킨다고 할 수 있었다. 하지만 CFC는 너무 높은 화학적 안정성으로 인해 대기 중에 유출되면 쉽게 분해되지 않고 오존과 반응하여 오존층을 파괴하는 물질로 오히려 규제 대상이 되었다.[6,7)]

따라서 이를 개선하기 위해 CFC의 염소원자를 수소원자로 치환시켜 오존층파괴를 감소시키는 CFC와 유사한 물성을 가진 HCFC및 HFC계열의 냉매로 대체하였다. HCFC 물질은 냉동 시스템 내에서 안정된 상태를 유지하며 그 안에 포함된 수소원자에 의해 대기 중에서 수명이 짧아 오존층 분괴 정도는 CFC에 비해 매우 작

다, 하지만, 환경 문제를 염두에 두고 열역학적 관점에서 가장 중요하게 다루어야 할 인자는 냉동효율인 냉동기의 성능계수이며, 환경문제가 대두되면서 냉매가 반드시 갖추어야할 조건이 추가되었는데, 오존파괴지수는 0이어야 하며, 지구온난화 지수는 가능한 작아야 한다는 것이다. Table 3에서는 각종 냉매가 오존층 파괴지수와 지구 온난화지수에 미치는 영향을 나타내었다.

Table 1 Characteristics of refrigerant

| Refrigerant | | HFC Refrigerant | | HCFC & CFC Refrigerant | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | R134a | R404A | R22 | R502 |
| ODP | | 0 | 0 | 0.055 | 0.33 |
| GWP | | 1300 | 3300 | 1700 | 5600 |
| ASHRAE SAFTY GROUP | | A1 | A1/A1 | A1 | A1 |
| TC/TE 40/0℃ | $q_e$(kcal/m³) | 495 | 800 | 795 | 748 |
| | Power(kcal/m³) | 90 | 159 | 143 | 149 |
| | COP | 5.51 | 5.03 | 5.55 | 5.01 |
| TC/TE 40/-20℃ | $q_e$(kcal/m³) | 213 | 368 | 383 | 353 |
| | Power(kcal/m³) | 69 | 134 | 121 | 128 |
| | COP | 3.09 | 2.75 | 3.17 | 2.76 |
| $P_{sat}$(bar) | -40 | 0.51 | 1.35 | 1.05 | 1.30 |
| | -20 | 1.32 | 3.06 | 2.45 | 2.90 |
| | 0 | 2.92 | 6.07 | 4.98 | 5.70 |
| | 20 | 5.71 | 10.91 | 9.10 | 10.18 |
| | 40 | 10.17 | 18.16 | 15.37 | 16.87 |

The theoretical refrigeration cycle and saturated properties are based on the NIST REFPROP ver.6.0.

Table 2 Recommended properties for an alternative refrigerant

| | |
|---|---|
| 필 수 사 항 | ▷화학적 안정성<br>▷안정성(불연성, 무독성, 환경적 무해성)<br>▷열역학적 특징<br>▷증발압력이 진공되지 않을 것<br>▷증발잠열이 클 것<br>▷임계압력이 높고 응고점이 낮을것<br>▷증기의 비용적이 작을것 |
| 기계장치의 신뢰성을 위한 요구사항 | ▷윤활유의 용해성<br>▷재료와의 호환성<br>▷수분 함유량이 작은 것<br>▷전달 특성들<br>▷높은 전기 절연 내력 |
| 현장에서 이용하기 위한 요구사항 | ▷누설감지가 쉬울것<br>▷재생이 가능할 것<br>▷조작이 쉬울 것<br>▷재충전이 가능할 것<br>▷성적계수가 클것<br>▷피스톤의 억제량이 적을것<br>▷냉매의 누설이 발견되기 쉬울것<br>▷값이 쌀 것 |

Table 3 The effect of the refrigerants on the environment

| Refrigerant | | ODP | GWP |
|---|---|---|---|
| CFC Refrigerant | CFC-11 | 1.0 | 4000 |
| | CFC-12 | 1.0 | 85000 |
| | CFC-13 | 1.0 | 11700 |
| | R502 | 0.33 | 5600 |
| HCFC Refrigerant | HCFC-22 | 0.055 | 1700 |
| | HCFC-123 | 0.02 | 93 |
| | HCFC-124 | 0.022 | 480 |
| | HCFC-142b | 0.065 | 2000 |
| HFC Refrigerant | HFC-22 | 0 | 650 |
| | HFC-125 | 0 | 1300 |
| | HFC-134a | 0 | 1300 |
| | HFC-143a | 0 | 3800 |
| | HFC-152a | 0 | 140 |
| | R404A | 0 | 3300 |
| | R407A | 0 | 1500 |
| | R410A | 0 | 1700 |
| | R507A | 0 | 3300 |

## 2.2 R22의 특성

HCFC는 구성 원자 중에 최소한 수소가 한 개 이상 포함되어 있는 '수소화염화불화탄소'로서 R22, R123, R124, R141b및 R142b 등이 여기에 포함된다. 성층권의 오존을 파괴하는 주요인자가 염소임을 감안하면 CFC의 오존층 분괴지수가 이들 중에서 가장 높음을 쉽게 알 수 있다. 염소의 일부를 수소로 대체한 HCFC의 경우에는 CFC에 비해 오존층분괴지수는 작지만 여전히 염소가 존재하므로 성층권 오존을 파괴시키지 않는 것은 아니다. 할로카본은 개발되자마자 냉동/공조기의 냉매로 거의 독점적으로 사용되어 왔으며, 특히 듀퐁사에서 자체적으로 '프레온'이라는 이름을 붙여 '프레온 가스'로 널리 알려져 왔지만 현재에는 여러 회사가 동일한 냉매들을 제조하여 다양한 상품명으로 시장에 내고 있다.[8)]

CFC/HCFC 화합물은 우수한 열역학적, 화학적 성질과 높은 안정성 등으로 인해 지난 반세기 동안 여러 분야에서 다양하게 사용되었다. 그런데 1974년 Rowland 및 Molina가 CFC계 화합물이 성층권의 오존층을 붕괴한다는 이론을 발표한 이래, 이러한 가설을 증명하는 항공관측이 이루어 졌으며 국제환경기구인 UNEP를 중심으로 1987년에 몬트리올 의정서를 제정하여 전세계적으로 CFC의 사용 및 생산의 규제에 대한 법적인 기준의 틀을 마련하였다. 1992년 11월 코펜하겐에서 열린 제4차 몬트리올 의정서 가입국 회의에서 CFC의 소비 및 생산규제의 일정을 앞당겼고, 결과물질로 규정한 HCFC도 규제대상에포함시켰다. 그 결과 선진국의 경우에는 1996년 1월 1일 이후로 CFC의 생산이 중단되었고, 개발도상국은 10년간의 유예기간을 갖고 CFC를 전폐하게 되었다.

## 2.3 HFC-134a의 특성

HFC-134a는 염소(Cl), 불소(F) 및 탄소(C)로 구성되어 있는 CFC 화합물에 반하여 수소, 불소, 탄소로만 구성되어 있어서 오존층에 대한 피해는 전혀 없다. 오존파괴지수는 0이나 다른 냉매에 비해 온난화 지수가 약간 높다. 그러나 R-22의 온난화 지수보다는 낮으며 이는 지구 온난화에 큰 영향을 주는 수치는 아닌 것으로 알려져 있다.

냉매는 여러 냉동기기 속에서 금속과 윤활유와 공존하여 사용되어진다. 이 상황 속에서 냉매는 금속과 윤활유와 작용하여 유독물질을 배출한다거나 특성이 변질되어서는 안된다. HFC-134a는 금속과 윤활유와 공존시 분해가 나타나지 않아 안정하며, HCFC-22의 안정성과 거의 동일하거나  HFC-134a가 보다 좋은 것으로 보고 되었다. 알칼리 용액상에서도 분해가 거의 발생하지 않아 안정한 것으로 발표되었다.[9)]

공기중의 인화성에 대한 Kubta의 실험 결과에서 313K 0.1~0.5 MPa 범위에서 HFC-134a의 인화성은 없고, Urano는 대기중에도 인화성이 없는 것으로 발표되었다. 공기와 혼합되어도 인화 폭발의 위험이 없는 불연성 가스이다. 또한 PAFT 보고에 의하면 흡입시 인체에 유해한 독성도 없는 것으로 보고 되었다.

HFC-134a의 비등점과 빙점이 HCFC-22, CFC-12 대비 높아 초저온용으로는 사용하기 어려우나 일반 냉동/냉방용으로는 충분히 사용 할수있다. 또한 HCFC-22와 CFC-12 냉매의 물성치가 비슷해 기존 CFC-12 냉동기에 사용이 가능하지만, HCFC-22 냉동기에 사용할 경우는 HCFC-22 냉동기 대비 성능저하 현상이 일어나는데 이는 HFC-134a 냉동기로 절환작업을 하려면 기본적으로 압축기, 증발기 및 응축기의 고효율을 위해 재설계가 요구되어진다.

## 2.4 냉동사이클 해석

### 2.4.1 이론 냉동사이클

냉동장치의 작동상황을 묘사하는 사이클은 증기압축 냉동사이클로서, 증기압축 냉동사이클의 이론 냉동사이클은 다음의 가정을 포함한다. (1)압축기 및 팽창밸브를 지날 때 이외에는 압력 변화가 없다. (2)응축기, 중간냉각기 및 증발기 이외의 장소에서 열의 교환은 없다. (3)압축 및 팽창과정은 각각 등엔트로피 변화 및 등엔탈피 변화이다.

이론 냉동사이클의 P-h선도는 Fig. 1에 나타내었으며, 사이클의 각 과정은 다음과 같다.

1 → 2 과정 : 압축기에서의 단열압축과정이다

( 이론 소요동력 $W_c$ )

$$W_c = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \tag{1}$$

( 순환냉매질량유량 $\dot{m}_r$ )

$$\dot{m}_r = (\eta_v D) / v_1 \tag{2}$$

여기서, $D$는 압축기이론압축체적, $v_1$은 압축기입구 비체적, $\eta_v$는 체적효율을 나타낸다.

2 → 3 과정 : 응축기에서의 정압열방출 과정이다

( 방열량 $Q_c$ )

$$Q_c = Q_e + W_c \tag{3a}$$

$$\fallingdotseq \dot{m}_r (h_2 - h_3) \tag{3b}$$

$$\fallingdotseq C_p \dot{m}_{cw}(\Theta_2 - \Theta_1) \tag{3c}$$

$$\fallingdotseq KF\Delta t_m \tag{3d}$$

여기서, $C_p$는 냉각수의 정압비열, $\dot{m}_{cw}$는 냉각수 질량유량, $\Theta_1, \Theta_2$는 냉각수 입·출구 온도, $K$는 열관류율, $F$는 전열면적, $\Delta t_m$은 냉매와 냉각수와의 평균온도차이다.

3 → 4 과정 : 팽창밸브에서의 교축팽창과정으로 $h_3 = h_4$, $s_3 < s_4$이 성립하며 단열비가역 과정이다.

4 → 1 과정 : 증발기에서의 정압열흡수 과정이다.

( 흡열량 $Q_e$ )

$$Q_e = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \tag{4a}$$

$$\fallingdotseq C_p \dot{m}_{ew}(\Theta_4 - \Theta_3) \tag{4b}$$

$$\fallingdotseq KF\Delta t_m \tag{4c}$$

여기서 $C_p$는 냉수의 정압비열, $\dot{m}_{ew}$는 냉수 질량유량, $\Theta_3, \Theta_4$는 냉수 입·출구 온도, $K$는 열관류율, $F$는 전열면적, $\Delta t_m$은 냉매와 냉수와의 평균온도차이다.

$h_1 - h_4$는 냉동효과 (RE : Refrigerating Effect)라 하고, 시스템의 성능을 나타내는 성능계수(Coefficient of Performance)는 다음과 같이 정의한다.

$$COP = \frac{Q_e}{W_c} \tag{5}$$

여기서, $W_c$는 압축기의 소요동력이며, $Q_e$는 증발기 흡열량이다.

2.4.2 실제 냉동사이클

실제 냉동기에 있어서는 냉매가 배관계통이나 각 장치 내를 흐를 때의 유동저항에 의하여 압력이 강하하며 외계로부터의 열침입이나 압축기에서의 마찰손실 등으로 실제 냉동사이클과 다소 다르다. Fig. 1에 P-h선도를 나타내었으며, 사이클의 각 과정은 다음과 같다.

A → B 과정 : 압축기가 냉매를 흡입하는 과정으로서 냉매는 고온실린더로부터 열을 받아 엔탈피가 증가한다.

B → D 과정 : 압축과정으로서 이론적으로는 등엔트로피 압축으로 취급되는 과정이나 실제 과정에 있어서는 실린더 벽과 냉매와의 사이에 열의 교환이 있으며 또, 마찰에 의해 발생한 열도 가해지므로 등엔트로피 변화와 다소 다른 상태가 된다.

D → E 과정 : 냉매가 압축기의 토출밸브를 통과하는 과정으로서 토출밸브의 저항에 의해서 냉매의 압력이 강하한다.

E → F 과정 : 압축기에서 응축기까지의 냉매 수송 과정으로서 관내의 저항에 의해 냉매의 압력은 약간 강하하며 또, 관벽을 통해서 외기 중으로 방열함으로서 온도도 강하한다.

G → H 과정 : 응축기에서 냉동실까지의 냉매 수송 과정으로서 냉각수의 온도가 낮고 응축기 출구에서의 냉매액의 온도가 대기온도보다 낮을 때는 수송 중에 냉매는 흡열해서 엔탈피가 증가한다. 또한, 수송관의 저항에 의해 냉매의 압력은 강하한다.

H → I 과정 : 냉동실 내의 냉매 수송 과정으로서 일반적으로 냉매의 온도보다 냉동실의 온도 쪽이 낮으므로 냉매는 냉각되어 엔탈피가 감소한다. 또한, 수송관의 저항에 의해서 압력도 강하한다.

I → J 과정 : 고압 냉매액이 팽창밸브에서 저압의 증발기로 유출해서 팽창하는 과

정이다. 이론상으로는 $h_J = h_I$ 로 취급되지만 실제 과정에 있어서는 냉매는 방열하므로 $h_J > h_I$ 가 된다.

J → K 과정 : 냉매가 증발기 내에서 증발하는 과정으로서 흡열작용을 한다.

K → L 과정 : 증발기 출구에서 냉동실 벽까지의 냉매가스 수송 과정으로서 냉매는 냉동실에서 흡열하고 관의 저항에 의해서 압력은 강하한다.

L → M 과정 : 냉동실 벽에서 압축기 입구까지의 냉매 수송 과정으로서 냉매는 대기에서 흡열함과 동시에 압력은 강하한다.

M → A 과정 : 냉매가 압축기의 흡입밸브를 통과하는 과정으로서 흡입밸브의 저항에 의해서 압력이 강하한다.

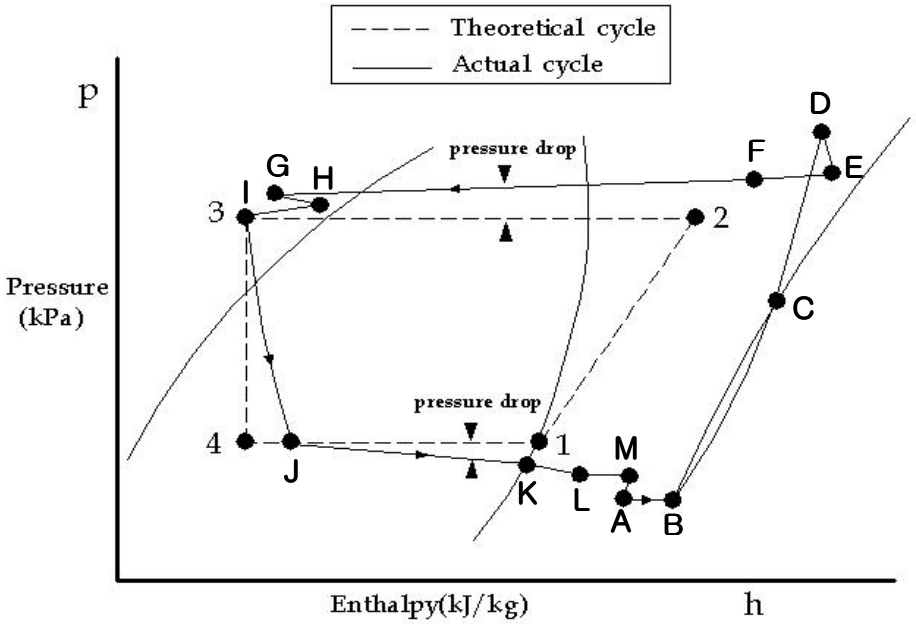


Fig. 1 P-h Diagrams of the theoretical and actual refrigeration cycles.

# 제 3 장 실험장치

## 3.1 실험장치

Fig. 2은 응축압력에 따른 과열도 변화에 대한 냉동장치의 성능 특성 연구를 위한 실험장치의 개략도를 나타내고 있다.

본 실험장치는 HFC-134a와 R22를 작동유체로 사용하였으며 장치는 Table 4와 같이 압축기, 응축기, 수액기, 항온조, 팽창장치 및 기타 부속기기로 구성하였다. 장치계 내의 압력손실을 최소화할 수 있도록 충분히 고려하여 실험 장치를 제작하였고, 장치의 저압부는 외부온도에 의한 영향을 받지 않도록 KS규격에 의하여 단열 시공을 하였다. 시스템 내의 작동유체의 상변화를 측정하기 위해 시스템 내에 압력계, 온도계, 질량유량계, 과열도 제어기, 압력조정밸브, 파워미터를 설치하였으며, 계측기의 오차범위(온도 ±0.1℃, 압력 ±0.1 kPa, 질량유량 ±0.1%, 소요동력 ±0.1kW)이내에서 관리할 수 있도록 하였다. 압축기는 일정한 부하에서 실험할 수 있도록 스크류 개방형 압축기를 사용하였으며, 부하를 일정하게 유지시키기 위해 슬라이드밸브를 고정하였다.

응축기와 증발기는 Shell & Tube type의 열교환기를 사용하였으며, 상변화용 유체(냉각수, 냉수)는 물을 사용하였다. 상변화용 유체 온도를 일정하게 유지시키기 위해 1kW의 히터와 3-way 유량 조절밸브를 설치하여 온도 제어기에 의해 자동 제어할 수 있도록 항온조를 설치하였다.

증발기 측의 냉수 질량유량을 일정하게 유지시키기 위해 인버터 순환펌프와 유량조절 제어밸브를 설치하였다.

과열도 제어는 수동식 팽창밸브와 증발기 출구에 취부된 각각의 센서로부터 흡입온도와 흡입압력에 따라 과열도를 계산하여 설정값이 되도록 밸브 개도를 PID 제어에 의해 자동 조절하는 전자식팽창밸브[10]를 사용하였다. 응축압력 제어는 응축기 상부의 압력센서 입력값을 받아 설정압력에 따른 응축기 냉각수 유량을 자동으로 조절할 수 있도록 압력 조정밸브를 설치하였으며, 응축기 측의 냉각수 질량유량

을 측정할 수 있도록 질량유량계를 설치하였다. 또한, 냉매의 질량유량을 측정하기 위하여 수액기와 증발기 출구 측에 각각 질량유량계를[11] 설치하였다.

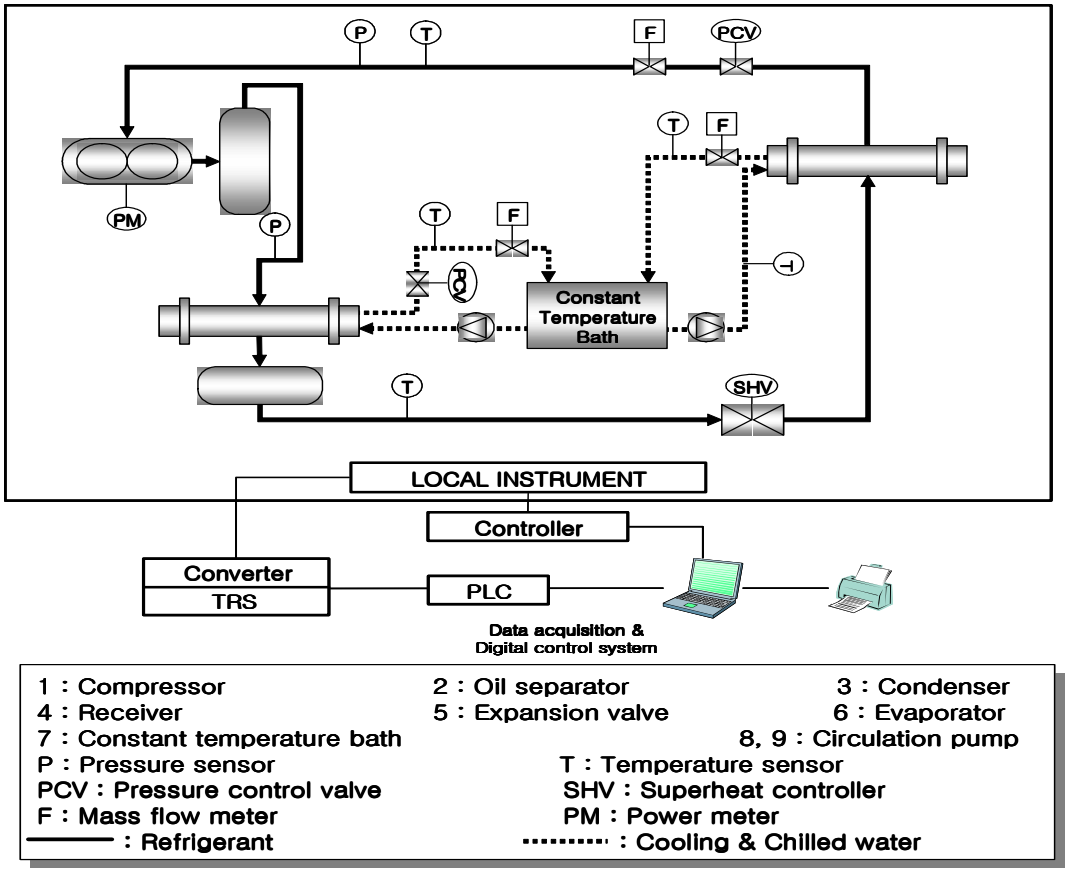


Fig. 2 The schematic of refrigeration system.

Photo. 1 Photograph of the experimental apparatus

Table 4 Equipment specification of refrigereration system for experimental

| Equipment | MODEL & TYPE | specification |
|---|---|---|
| Compressor | Screw / Open | 118 ㎥/h |
| Main moter | TEFC | 15 kW |
| Oil cooler | Shell and Tube | 7.0 ㎡ |
| Condenser | Shell and Tube | 7.6 ㎡ |
| Evaporator with knock out drum | Shell and Tube | 4.0 ㎡ |
| Bath tank | Rectangle | 1 ㎥ |

# 제 4 장 실험방법

본 실험에 사용된 냉동시스템은 실제 산업현장에서 상용화되고 있는 시스템을 적용하여 설계, 제작하였으며, 냉동 시스템을 설치한 후 장치계 내의 누설 여부를 확인하기 위하여 질소가스를 장치 내에 18kg/㎠ 압력으로 충진한 후 장치의 연결 접합부에 비눗물을 뿌려 누설여부를 확인하였고 또한, 24시간 방치하여 압력변화가 없는 것을 확인한 후 누설 시험을 완료하였다. 압력시험 후 장치 내의 질소 가스는 대기 중으로 퍼지하고 장치 내의 압력이 대기압 상태일 때 진공 펌프를 이용하여 장치 내의 불응축 가스를 제거하였다. 다음으로 장치 내의 압력을 진공 400mmHg 상태에서 10시간 방치한 후 압력의 변화가 없는 것을 확인한 후 냉동유와 냉매를 충전하였다. 실험장치의 가동전 HFC-134a의 누설이 없는지 확인한 후, Table 6과 같은 조건으로 HFC-134a와 R22를 사용하여 각각 실험하였다.

## 4.1 응축기 냉각수 온도와 응축압력

응축기 냉각수 온도를 일정하게 유지하기 위하여 장치의 실험가동 전 상시 항온조 내의 냉각수 온도를 온도 조절계에 의하여 일정하게 유지시켰으며 응축기의 압력은 응축기 상부측 압력 센서로부터 자동 압력 조절기에 의해 응축기 냉각수 출구측 유량을 조절한 후 정상적 실험조건에 도달하면 수동으로 유량개도를 일정하게 유지시켜 응축압력은 1500 kPa에서 1600 kPa 까지 50 kPa씩 단계별로 실시하였다.

## 4.2 증발기 냉수 유량조절

증발기 내에 흐르는 냉수 질량유량을 일정하게 유지시키기 위하여 압축기 가동 전에 증발기측 냉수 순환펌프를 가동하여 증발기 냉수 출구측 질량유량계에 지시되고 있는 질량유량값을 보면서 설정 냉수 질량유량에 근접될 수 있도록 증발기 냉수 출구측 밸브의 유량 개도를 조절하였다.

4.3 과열도 제어

증발기 상부측의 냉매 증기의 온도와 압력을 검지하여 HFC-134a 포화 압력에 따른 포화 증기 온도차를 과열도로 측정하였다. 과열도는 각각의 설정 응축압력에 따라 0~5℃ 까지 1℃ 간격으로 단계적으로 실시하였으며 냉매 증기의 온도와 압력차를 줄이기 위하여 과열도 변화시 30분간 예비 운전으로 동일 과열도를 유지시켰다. 과열도 제어는 초기 운전시 전자식 자동 냉매 유량조절변을 사용하여 설정값에 도달시킨 후, 수동식 유량 조절변을 사용하여 일정한 과열도를 유지시켰다.

4.4 소요동력

소요동력 데이터의 값의 정확성을 확인하기 위하여 시스템의 예비 운전 중에 컴퓨터 상의 디지털 값과 실제 모터 부하에 따른 전류와 전압의 측정치에 따른 계산값이 일치하는지 여부를 측정 장비와 디지털 계기를 이용하여 확인하였다.

측정 장비에 의한 확인 방법은 전류 측정장비(Hook meter)로 각 상(R,S,T)의 전류를 측정하여 평균값을 계산하고, 각 상의 전압은 Tester기로 측정한 후 평균값을 계산하여 전력값을 산출하였다. 디지털 계기에 의한 방법은 계기로 인입되는 Analog 신호를 전류 테스터기로 측정한 후 Analog 값과 Digital 수치가 일치하는지를 확인하였다.

4.5 냉동 압축기 운전

응축 압력, 증발기 냉수 질량유량, 냉각수 온도, 냉수 온도를 Table 5 실험조건과 같이 일정하게 유지시키기 위하여 압축기를 가동하여 서서히 단계적으로 압축기 부하량을 수동 조절하였으며, 설정 부하량에 도달하면 1시간 예비 운전을 실시한 후 본 실험을 수행하였다.

4.6 계측기 및 데이터 정리

장치의 운전에 앞서 장치에 부착된 각각의 계측기의 값과 통신으로 송신된 계측기 값의 오차 여부를 확인하기 위하여 표준 계측 장비에 의하여 오차를 교정한 후 실험을 실시하였다. 냉매의 질량유량 측정은 수액기 출구측과 증발기 출구측 두 곳에 Oval제 볼텍스 타입 유량계를 설치하였으며 이상기체 방정식에 의한 연산식으로 유량을 측정하였다. 냉각수와 냉수의 질량유량 측정은 응축기 냉각수 출구측과

증발기 냉수 출구측에 보정된 체적 유량계를 사용하여 측정하였다. 냉매의 압력은 증발기 출구측과 응축기 상부측에 고정도 스카트 타입 하니웰 제품을 사용하여 응축압력과 증발압력을 측정하고, 냉매의 온도와 냉각수, 냉수 온도 측정은 T-Type 열전대 및 Thermo Couple을 사용하였다. 장치 내의 모든 계측신호는 Data Acquisition System에 의해 2초 간격으로 측정되어 컴퓨터 화면에 표시 및 열정산 프로그램에 의해 계산 저장되었다. 실험의 정확성을 도모하기 위하여 모든 작업은 컴퓨터를 이용하여 분석하였고 실험은 3회 반복하였다.

Table 5 Experimental condition

| Parameter | | Experimental condition |
|---|---|---|
| Refrigerant | Working fluid | R22, HFC-134a |
| | Charge Rate(kg) | 35/60 |
| | Condensing press.(kPa) | 1500~1600 |
| | Degree of Superheat(℃) | 1~5 |
| Bath temp.(℃) | | 28 |
| Ambient temp.(℃) | | 24 |
| Chilled water flow rate(kg/h) | | 6800 |
| Cooling & Chilled water | | Demineralized |
| Load(%) | | 36.5(R22), 41.0(HFC-134a) |

# 제 5 장 **실험결과 및 고찰**

응축압력에 따른 과열도를 변화시켜 보았을 때 응축기방열량, 증발기흡열량, 냉매 질량유량, 흡입압력, 응축기의 냉각수 질량유량, 증발기출구의 냉수온도 변화에 따른 압축기 소요동력과 냉동능력에 대한 성적계수를 비교한 실험결과를 고찰 하고자 한다.

## 5.1 냉매 질량유량

Fig. 3은 압축기 흡입증기 질량유량에 대한 실험결과를 나타낸 것이다.

R22와 HFC-134a 모두 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 질량유량은 전반적으로 감소하는 결과를 보여주고 있다. 응축압력이 높을수록 압축기의 압축비는 증가하게 되고 압축기의 체적효율은 감소하게 되어 질량유량도 감소한다.

냉매에 따라 비교해 보았을 때 R22는 응축압력 1500 kPa에서 과열도가 0일 때 질량유량은 가장 높았으며 과열도가 증가함에 따라 점차적으로 질량유량이 감소하고 과열도 2일때 1500kPa 보다 1550 kPa이 약간 적어졌으며 과열도 3에서는 1500kPa과 1550kPa은 거의 같음을 보였으며 그것은 질량유량의 변화에서 압력이 높은 것이 감소한 것으로 볼 수 있다. HFC-134a 또한 1500 kPa에서 과열도가 0일 때 질량유량이 가장 높게 나타났으며 과열도가 증가함에 따라 점차적으로 질량유량은 감소하였다.

동일 과열도에서 응축압력이 증가함에 따라 압축기의 압축비가 감소하게 되고 단위 시간 당 압축기에서 배출되는 냉매증기의 체적이 감소하여 체적유량이 감소하게 된다. 그러므로 응축압력이 상승하면 체적유량이 저하함에 따라 냉매 질량유량은 감소하게 된다.

동일 응축압력에서 과열도가 증가할 때는 증발기에서 증발되는 냉매증기의 비체적이 증가함에 따라 밀도는 감소하게 되어 압축기에 유입되는 체적유량도 저하하게 된다. 그러므로 과열도가 증가함에 따라 냉매 질량유량도 감소하게 된다.

두 종류의 냉매를 보면 HFC-134a는 R22에 비해 약간 높은 질량유량의 차이는 있지만 기울기는 비슷한 것으로 보여진다. 이는 응축압력과 과열도의 변화에 안정적임을 보여주나 HFC-134a가 R22에 비하여 더욱 안정적임을 보여주고 있다.

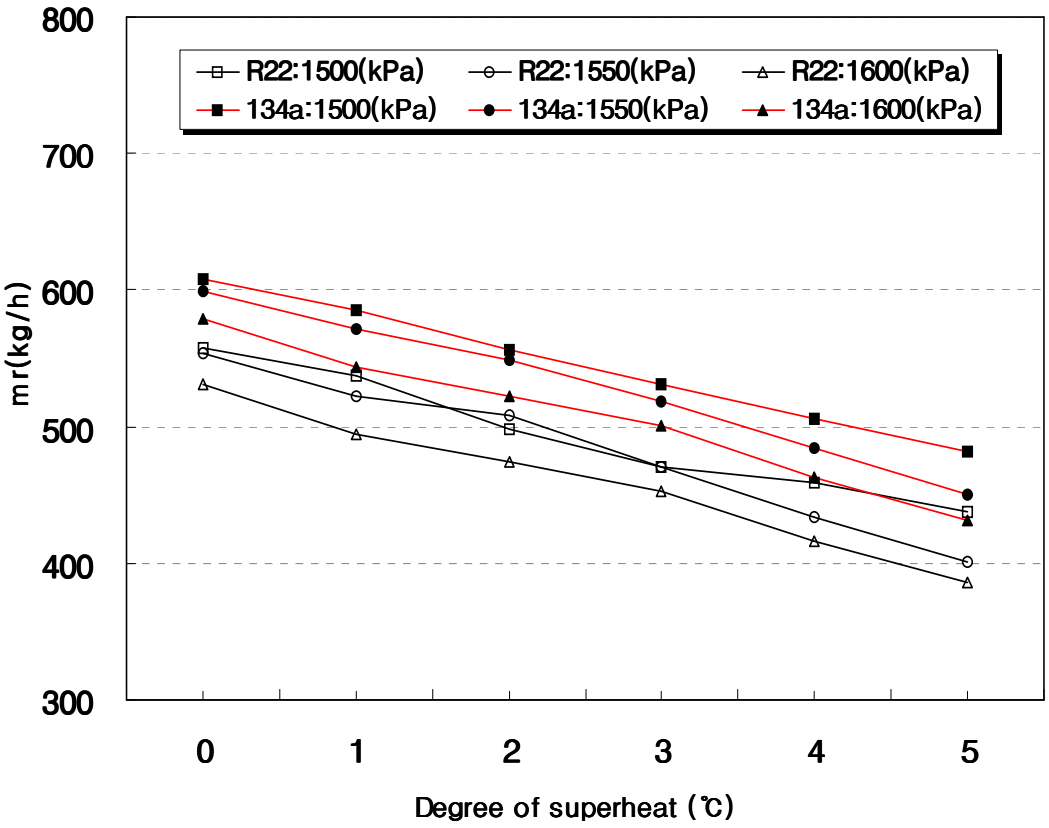


Fig. 3 The relations of suction mass flow rate and degree of superheat at each condensing pressure.

5.2 압축기 흡입압력

Fig. 4는 압축기 흡입압력에 대한 실험 결과를 나타낸 것이다.

냉매에 따라 비교 하였을때 R22와 HFC-134a는 응축압력이 변화함에 따라 압축기 흡입압력은 냉매가 서로 다른 결과를 나타냈고 과열도가 높을수록 흡입압력은 전반적으로 감소하는 결과를 보여주고 있다. R22는 응축압력이 높을수록 흡입압력이 높아졌고 과열도가 높아짐에 따라 점차적으로 감소함이 나타났으나 HFC-134a는 응축 압력이 높을수록 흡입 압력이 낮아졌으며 과열도가 높아짐에 따라 감소됨이 나타났다.

과열도가 0일때 흡입압력이 R22와 HFC-134a는 가장 높았으며 HFC-134a에서는 과열도 0일때 응축압력이 거의 비슷하게 나타났다.

응축압력에 따른 압축기 흡입압력은 HFC-134a의 경우 응축압력이 높아짐에 따라 흡입압력이 낮아졌고 R22는 응축압력이 높아질수록 흡입압력이 상승하였다. R22의 경우를 보면 응축압력이 높을수록 압축기 흡입증기 질량유량이 감소하게 된다. 따라서 압력도 감소되어야 하지만 전체적인 사이클에서 볼 때 응축압력의 증가는 고압을 상승시키고 일정한 과냉도를 갖으며 이에 따라 저압을 상승시키게 되므로 질량유량의 감소량에 비해 저압의 상승이 더 크게 작용한 것으로 판단된다.

HFC-134a 경우에는 부하가 R22보다 높으므로 저압의 상승에 비해 압축비의 상승에 따른 실제 냉매 질량유량의 저하가 더 크게 작용했을 것으로 판단된다.

과열도에 따른 압축기 흡입압력은 과열도가 높을수록 흡입 압력은 낮아지게 되는데 압축기 흡입증기 질량유량이 감소하였기 때문에 흡입압력도 낮아지게 되는 것으로 보인다.

두 냉매 모두 질량유량 감소 기울기와 흡입압력 감소 기울기가 비슷하게 나타났는데, 이는 HFC-134a 냉매의 열물성치와 냉매의 상변화에 따른 비체적의 증가가 R22와 유사하기 때문에 질량유량의 변화에 대해 흡입압력은 유사하다고 할 수 있다.

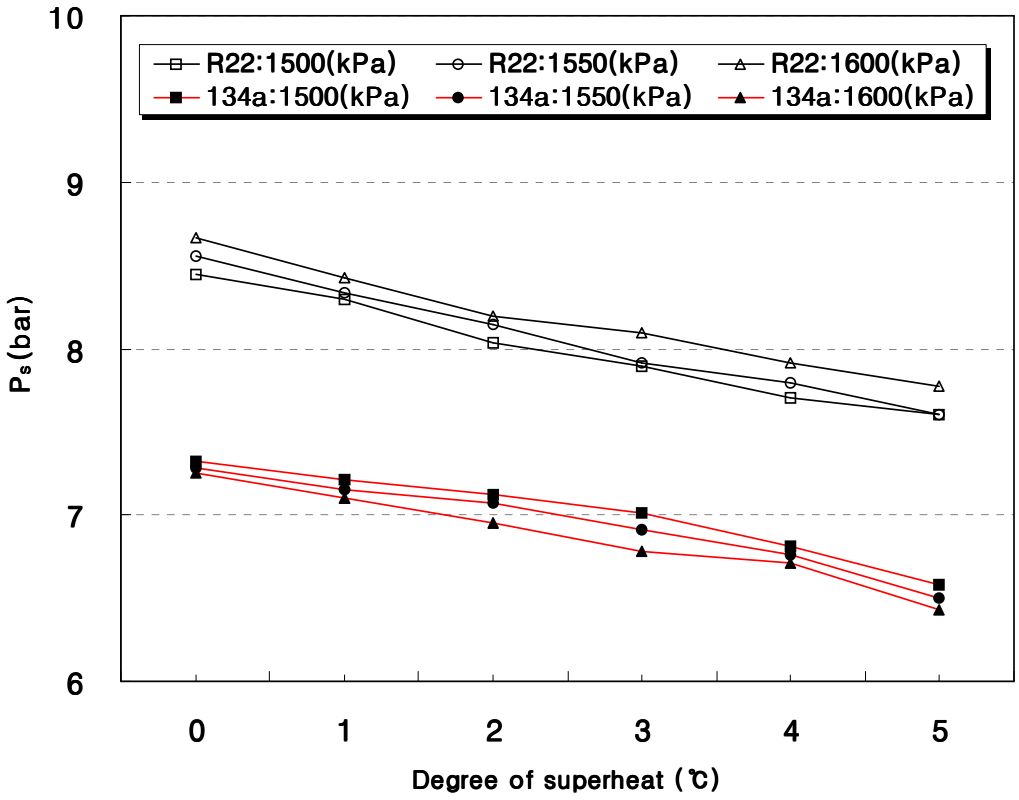


Fig. 4 The relations of suction pressure and degree of superheat at each condensing pressure.

5.3 응축기냉각수 질량유량

Fig. 5는 응축기의 냉각수의 질량유량에 대한 실험결과를 나타낸 것이다.

R22와 HFC-134a은 응축압력이 높을수록 과열도가 증가함에 따라 응축기의 냉각수 질량유랑은 전반적으로 감소함을 보여주고 있다. 이는 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 냉각수 질량유량도 증가하였기 때문이다.

냉매에 따라 비교해 보았을때 R22는 응축압력이 1500kPa에서 과열도 0일때 질량유량은 가장 높았으며 과열도 증가함에 따라 점차적으로 응축기냉각수의 질량유량이 감소하고 HFC-134a는  1500kPa에서 과열도 0일때 질량유량이 가장 높게 나타났으며 과열도가 증가함에 따라 냉각수의 질량유량도 감소하였다.

두 종류를 보면 R22와 HFC-134a의 경우 응축기냉각수 질량유량은 과열도 변화에 따라 기울기가 완만함을 보여 주었으며 기울기가 과열도의 변화에 따라 유사하였다. R22 응축압력이 1550kPa 과 HFC-134a 1600kPa 와는 거의 비슷함이 보여졌다.

동일 응축압력에서 과열도가 상승할수록 냉매는 압력을 낮추기 위하여 냉각수 질량유량이 줄어드는 것으로 보인다.

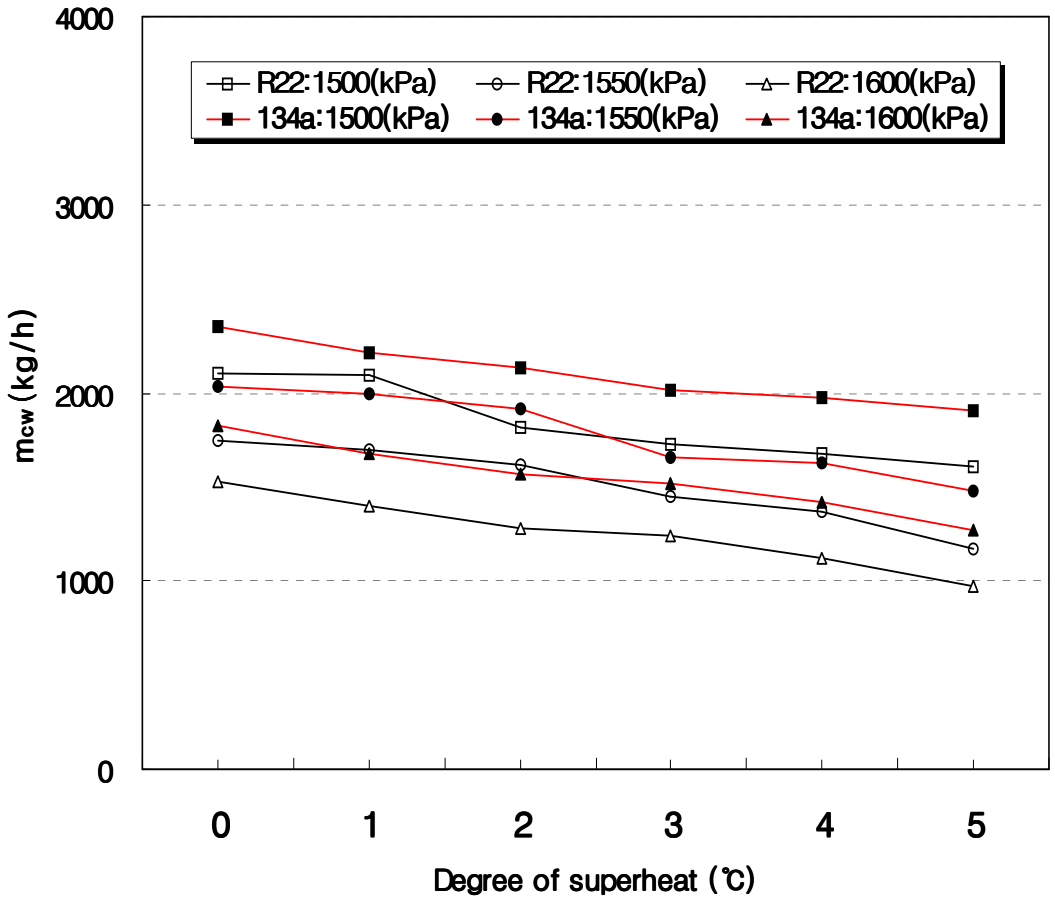


Fig. 5 The relations of cooling water mass flow rate and degree of superheat at each condensing pressure.

5.4 응축기냉각수 출구온도

Fig. 6은 응축기 냉각수의 출구 온도에 대한 실험결과를 나타낸 것이다.

R22와 HFC-134a는 응축압력과 과열도가 높을수록 냉각수의 출구온도는 상승함을 보여주고 있다. 냉매에 따라 비교해 보았을때 R22는 응축압력이 1500kPa과 1550kPa에 따라 응축기냉각수 출구온도 1.5℃ 정도 차이가 보였으며 과열도가 올라갈수록 비슷하게 상승하였으며 HFC-134a는 응축압력에 따라 상승이 보였으나 과열도1일때 1550kPa에서 약간의 응축기냉각수 출구온도가 떨어짐을 나타나 보였다.

냉각수 유량과 냉각수 출구온도의 관계는 냉각수량이 증가하면 냉각수 출구온도가 낮아지며 반대로 냉각수 유량이 감소하면 냉각수 출구온도는 높아지므로 서로 반비례가 된다고 판단된다.

동일 응축압력에서 두 냉매 응축기냉각수 유량을 보면 HFC-134a가 R22에 비해 냉각수 출구온도는 낮음을 보여주고 있다.

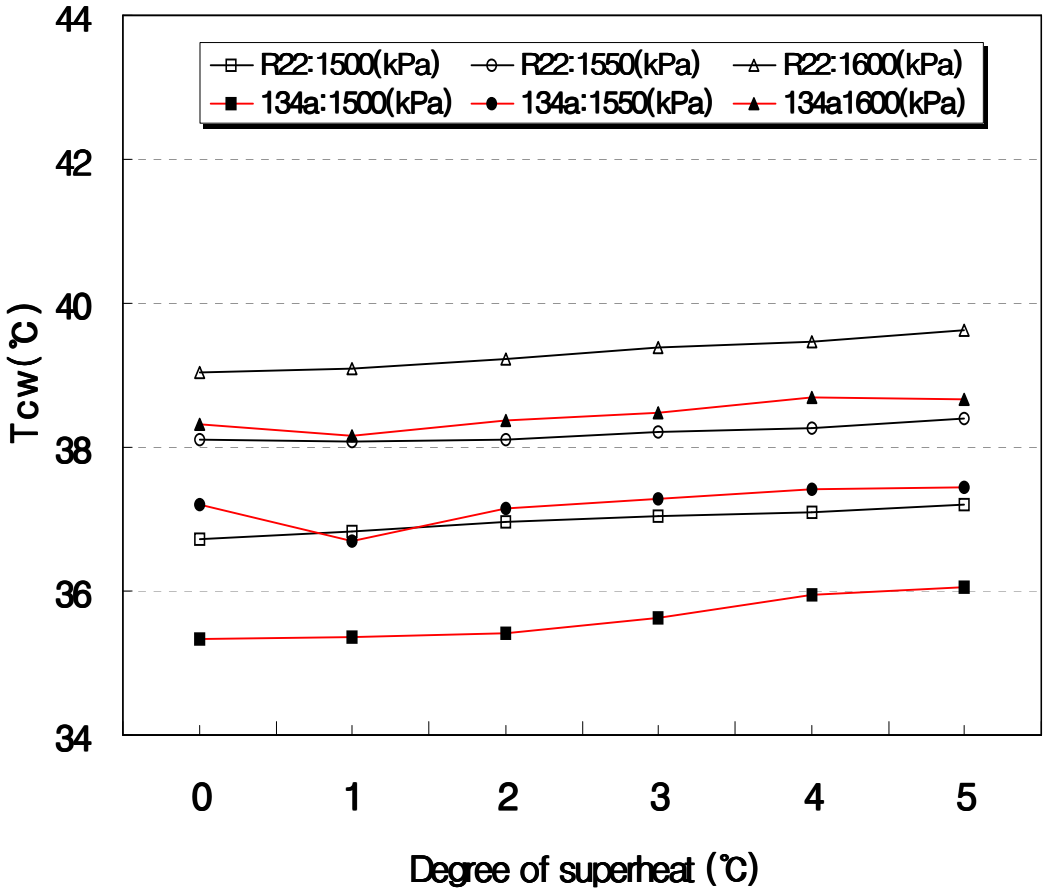


Fig. 6 The relations of cooling water outlet temperature and degree of superheat at each condensing pressure.

5.5 응축기 방열량

Fig. 7은 응축기 방열량에 대한 실험결과를 나타낸 것이다.

R22와 HFC-134a를 볼때 응축압력과 과열도가 증가함에 따라 응축기 방열량이 감소함을 보였으며 R22는 과열도 0일때 응축기 방열량이 가장 높았으며 과열도 2일때 1500kPa과 1550kPa에서는 거의 같은 응축기 방열량을 보였고 과열도 5에서 1550kPa이 가장 낮은 방열량을 나타냈다.

HFC-134a는 과열도 0일때 응축기 방열량이 가장 높았으며 일반적으로 과열도가 높아질때 응축기 방열량이 점차적으로 감소하였다.

응축기방열량은 냉매 질량유량, 흡입압력과 비례하므로 냉매 질량유량과 흡입압력이 높을수록 응축기 방열량도 비례하여 증가 하였다.

이는 냉매 질량유량과 흡입압력이 응축기 방열량 변화에 영향을 주는 요소임을 나타내고 있다.

두 냉매를 비교하면 방열량이 같이 감소함을 나타내고 있다.

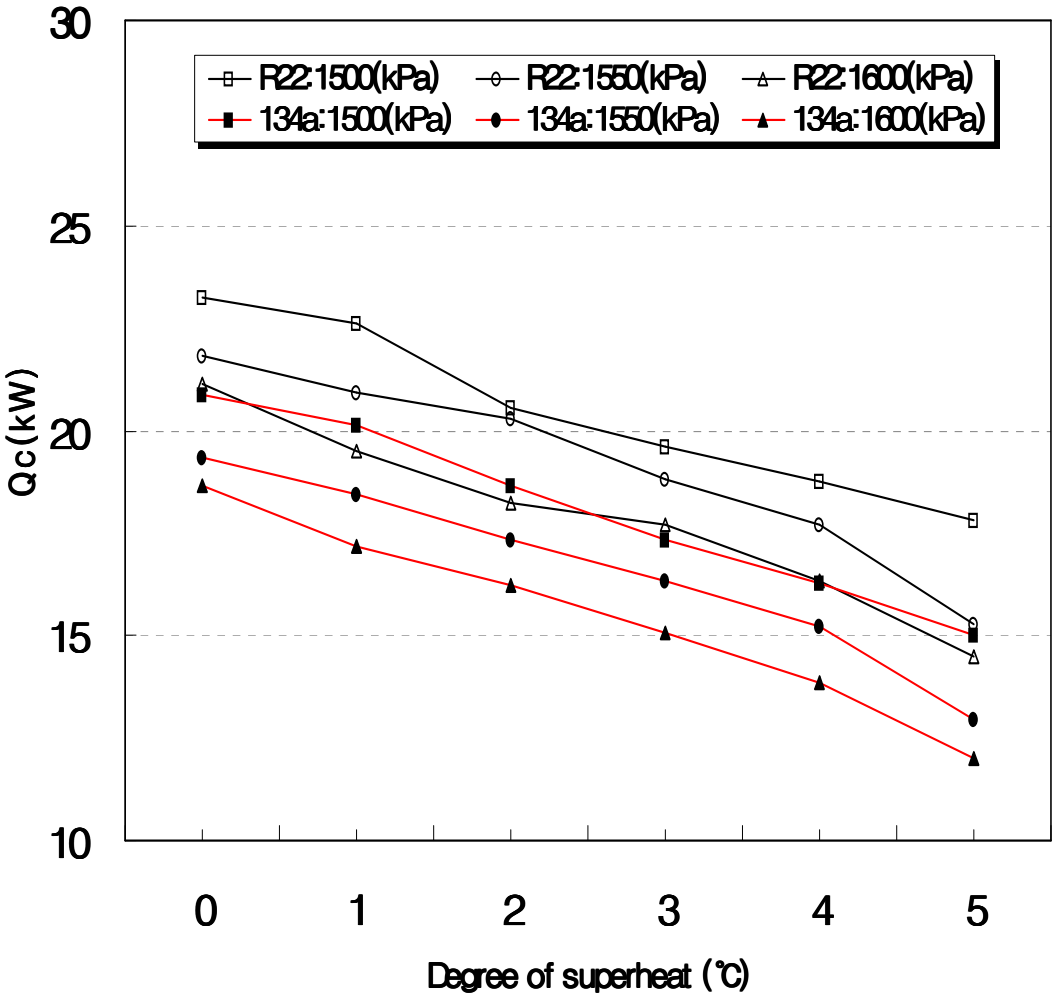


Fig. 7 The relations of condenser heat capacity and superheat temperature at each condensing pressure.

5.6 증발기 냉수 출구온도

Fig. 8은 증발기 냉수 출구 온도에 대한 실험결과를 나타낸 것이다.

R22는 응축압력이 낮은것과 과열도 0일때 증발기냉수 출구온도가 가장 낮았으며 과열도 1일때 응축압력이 1600kPa에서는 증발기냉수 출구온도가 낮았고 1500kPa에서는 증발기냉수 출구온도가 높았다. 과열도 2일때는 다시 응축압력이 1500kPa에서는 증발기냉수 출구온도가 낮으며 응축압력이 1600kPa에서는 1500kPa보다 증발기냉수 출구온도가 높음을 나타내고 있고 과열도 3~4에서는 출구온도가 바뀌어지는 현상도 보였다. 그 이유는 증발기 냉수온도 변화에 따라 이런 현상이 되는 것으로 판단된다.

HFC-134a는 응축압력이 높으면 증발기냉수 출구온도가 높았으며 과열도 0일때가 출구온도가 낮았으나 과열도가 올라갈수록 증발기냉수 출구온도는 높음을 나타냈다.

일반적으로 두 냉매 모두 응축압력과 과열도가 높을수록 증발기냉수 출구온도 약간 상승하였다.

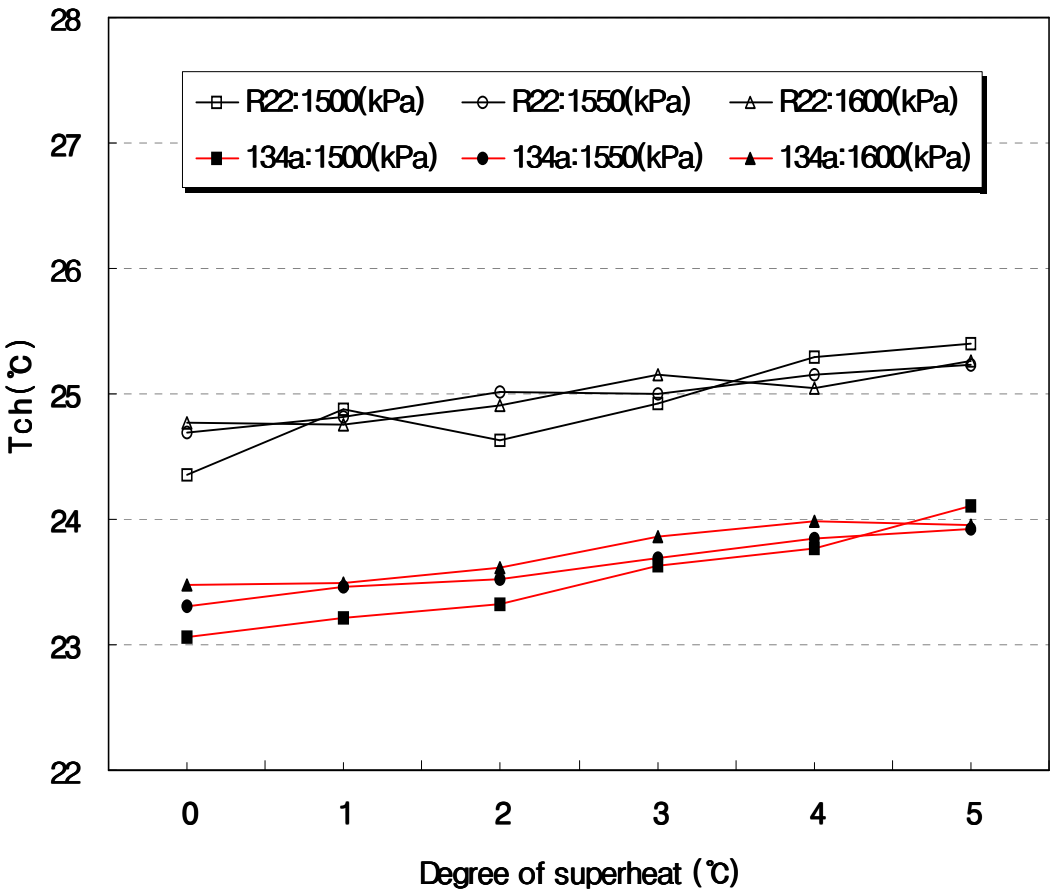


Fig. 8 The relations of chilled water outlet temperature and degree of superheat at each condensing pressure.

5.7 증발기 흡열량

Fig. 9는 증발기의 흡열량에 대한 실험 결과를 나타낸다.

R22와 HFC-134a는 응축압력과 과열도가 높음으로서 두 냉매는 점차적으로 감소함을 나타내고 있다. R22와 HFC-134a는 과열도가 0일때 가장 높았으며 과열도가 높아질때 기울기가 완만히 감소하는 것을 보이며 냉수출구 온도가 높고 증발기 흡열량이 적다는 것은 냉동효과가 적다는 것이다. 응축압력이 높을수록 증발기 냉매의 포화 압력은 높아지게 되고 이에 따라 냉동효과는 줄어들게 된다. 냉매 질량유량의 저하가 그 원인이라 볼 수 있다.

두가지 냉매의 차이는 흡열량이 HFC-134a보다 R22가 약 7~9정도 높음이 나타났다.

동일 과열도에서 HFC-134a는 응축기 방열량이 증발기 흡열량 보다 크고, R22는 응축기 방열량보다 증발기 흡열량이 더 큰 것으로 보여진다.

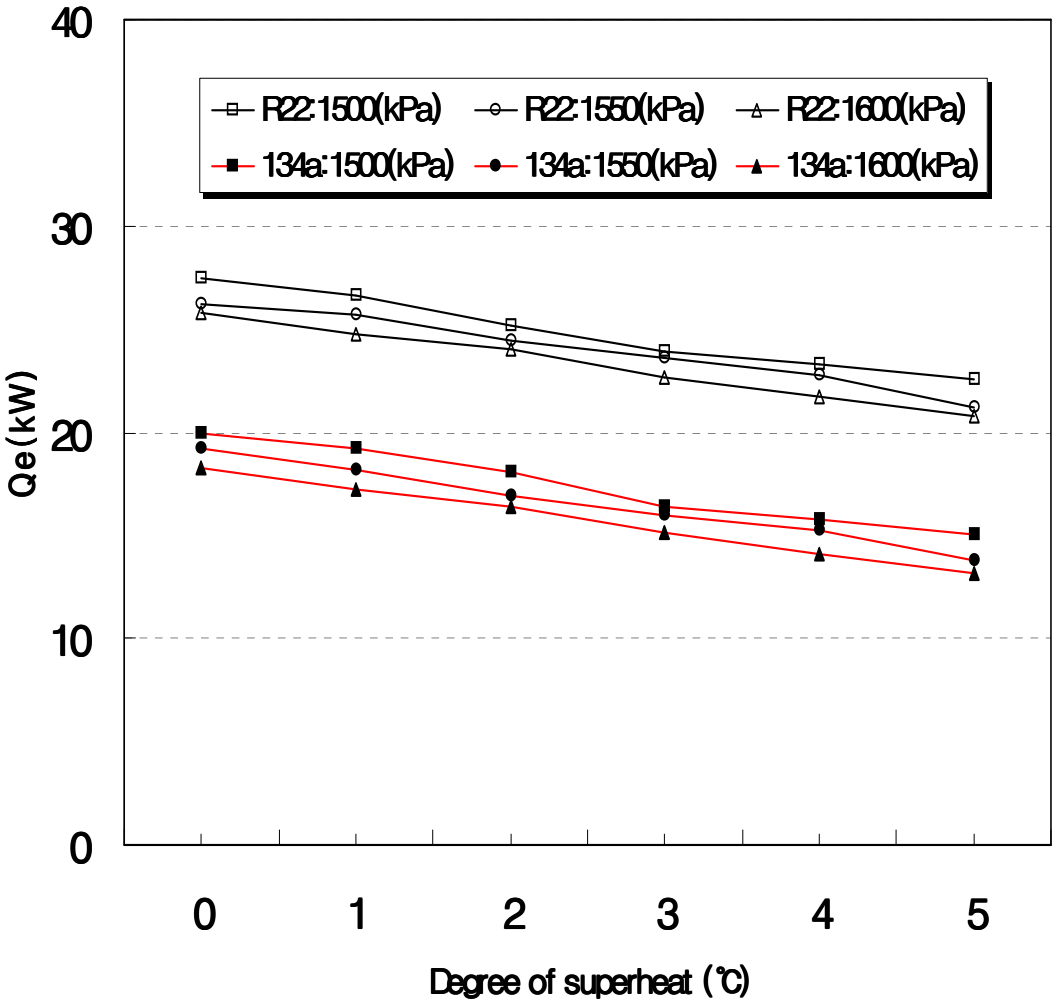


Fig. 9 The relations of evaporator heat capacity and degree of superheat at each condensing pressure.

5.8 소요동력

Fig. 10은 냉동기의 소요동력에 대한 실험결과를 나타낸다.

R22와 HFC-134a는 응축압력이 높을수록 과열도가 높을수록 소요동력이 증가하였다.

R22와 HFC-134a는 과열도가 0일때 소요동력이 가장 낮았으며 응축압력이 높으면 소요동력이 높음을 알았지만 그 기울기는 근소하게 증가하였다.

R22와 HFC-134a는 소요동력이 응축압력과 과열도에 비하여 방열량의 차이가 1.5kW 정도 차이로 기울기가 상승하였다. 즉 응축기 압력이 일정할 때 과열도는 높을수록 증발기에서 증발하는 냉매의 질량 유량의 감소한 응축기 압력이 증가하고 흡입압력도 상승하며 소요동력도 증가하게 된다.

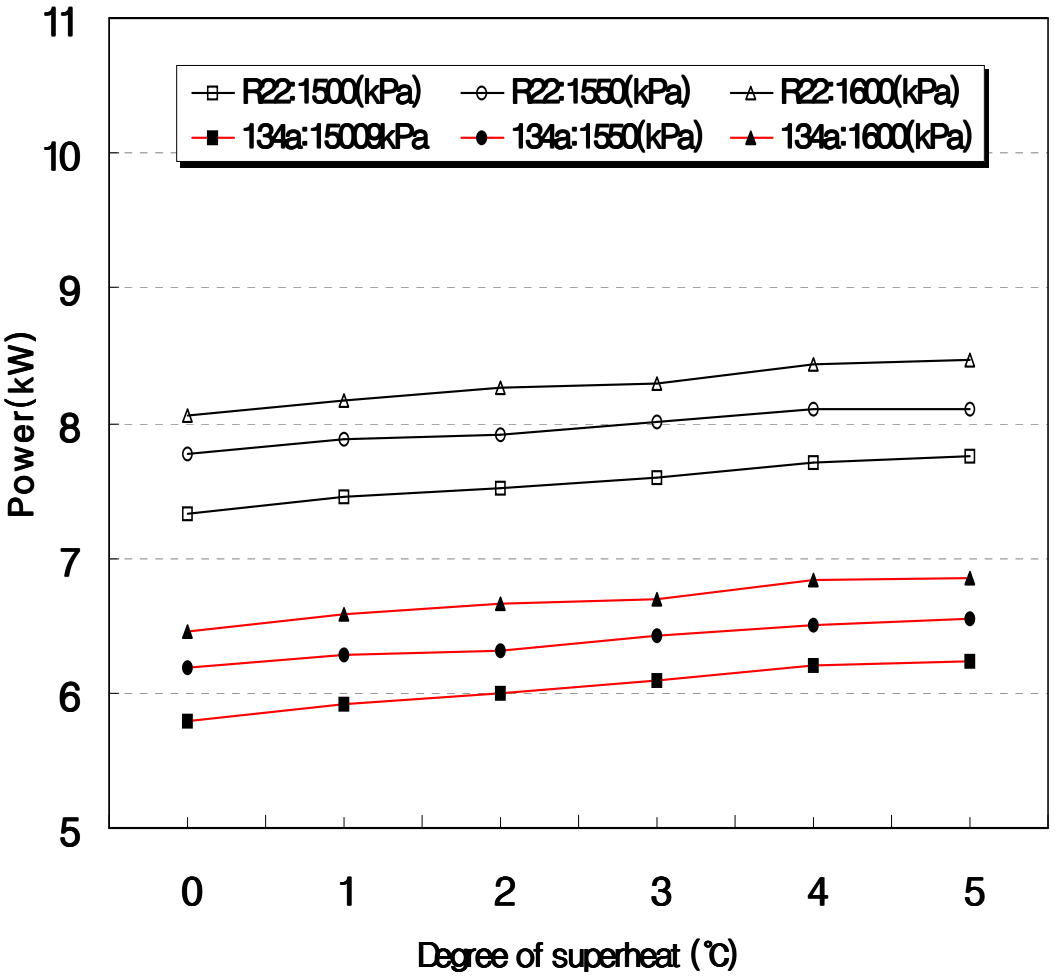


Fig. 10 The relations of power and degree of superheat at each condensing pressure.

5.9 성적계수

Fig. 11은 냉동기의 성적계수에 대한 실험결과를 나타낸다.

R22와 HFC-134a는 응축압력과 과열도가 높을수록 성적계수가 감소하는 결과를 보여주고 있다. 성적계수는 증발기 흡열량과 소요동력과의 관계이다. 과열도 0에서 2까지는 서브쿨드비등의 영향으로 인해 R22가 더 높았다. 각 냉매선도의 기울기를 비교해 보았을때 HFC-134a와 R22와 같이 과열도에 따라 안정적인 성적계수를 보여주고 두배의 부하임에도 거의 차이가 적은 성적계수를 나타냈다.

따라서 동일 부하에서 측정한다면 HFC-134a가 더 높은 성적계수를 나타낼 것으로 판단된다.

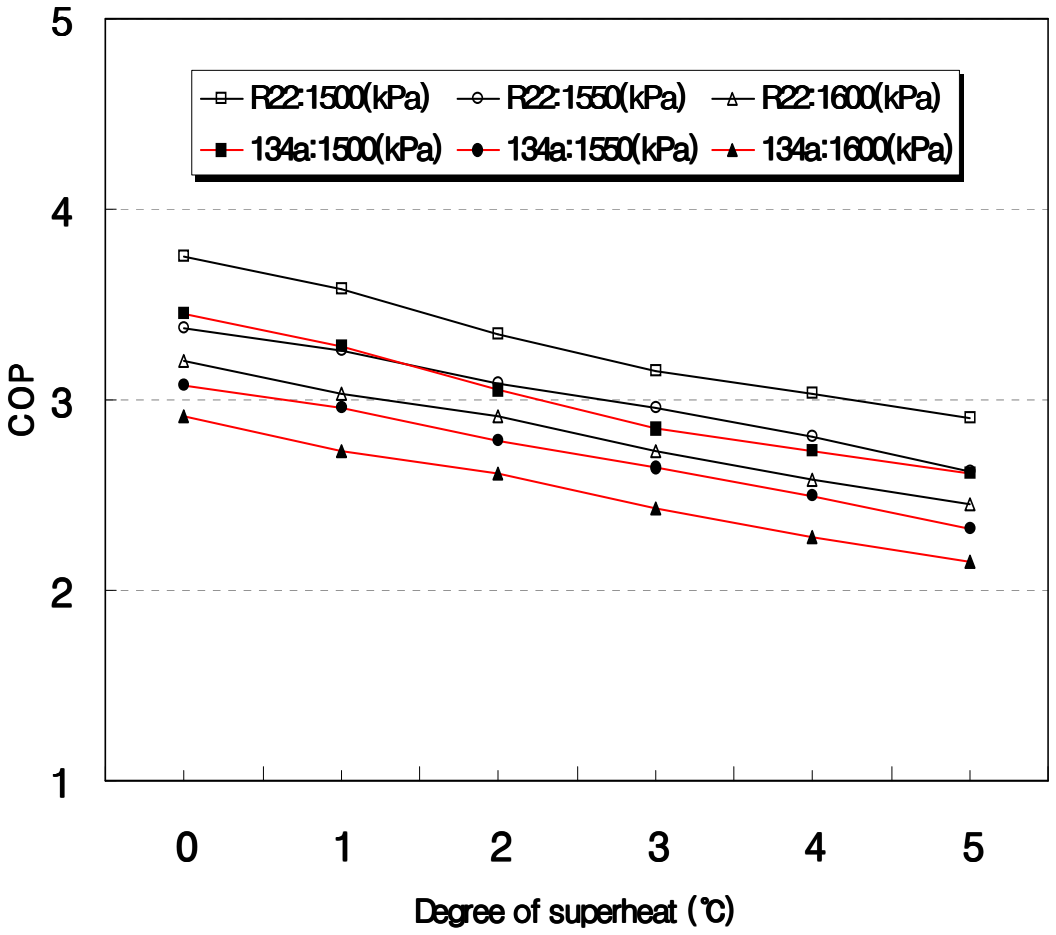


Fig. 11 The relations of COP and degree of superheat at each condensing pressure.

# 6 결론

HFC-134a와 R22를 사용한 냉동장치의 성능 특성 비교를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 냉매 순환량은 HFC-134a와 R22 냉매에서 응축압력과 과열도의 변화에 대해 비슷한 안정도를 보이며, 냉매 순환량은 R22가 HFC-134a 조금 적었으나 흡입압력에 있어서는 HFC-134a가 훨신 낮음을 보였다.

(2) R22가 HFC-134a 냉매 모두 응축압력과 과열도가 높아질수록 증발기에 유입되는 냉매 질량유량이 감소하여 압축비가 커지고 동력이 증가하여 에너지 손실이 많아짐을 보였다.

(3) R22가 HFC-134a 보다 소요동력이 높았으며 성적계수는 R22가 HFC-134a 보다 약간 높긴 하였으나 전반적으로 비슷한 결과를 보여 주었다.

(4) 본 연구에서 HFC-134a와 R22는 유사한 성능특성을 보여주었으며 냉동 시스템의 보안이 이루어 진다고 볼때, R22의 대체 냉매로 HFC-134a가 적합할 것으로 보고 있다.

## 참고문헌


1) “Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer" United Nations Environment Programme, Final Act, 1989.

2) Nonaka, M. et al., Performance and reliability of room air conditioner using R410A, The Int. Symp. on HCFC Alternative Refrigerants, 1998, pp.111~116.

3) Nakayama, M. et al., Room A/C, Ref., Vol. 72, No. 835, 1997, pp.60~64.

4) Akutsu, M. et al., "RAC with alternative refrigerant R410A", Sanyo Technical Review, Vol. 30, No. 1 1998, pp.20~26.

5) Soloman, s. and Wuebbles, d., 1994, ODSs, GWPs, and future chlorine/bromine

6) Altunin, V. et al., Thermophysical Properies of Freons, Methane Series, part 2, National Standard Reference Data Service of thr USSR: ASeries of Property Tables., Vol 9: Hemisphere Pub. Corp., 1987, pp.70.

7) Thermophysical Properties of Refrigerant New York: ASHRAE, 1976

8) “설비공학편람” , 대한설비공학회, Vol. 3, 2001, pp.12~23

9) CFC 대체 혼합냉매의 개발 및 물성추정 연구, 한국과학기술연구원, 1992

10) Higuchi, K.. Electronic expansion valve and control, Refrigeration, Vol. 61 1986, pp.45~52.

11) ASHRAE, Refrigeration systems and application. "ASHRAE handbook, 1994

# 감사의 글

본 논문이 완성되기까지 지도와 부족함이 있을 때마다 항상 격려해 주시고, 헌신적인 지도와 아낌없는 사랑으로 보살펴 주신 지도교수 하옥남 교수님께 진심으로 깊은 감사를 드립니다.

논문의 심사를 위해 많은 지도와 관심으로 본 논문의 완성도 및 품위를 높여주신 조선대학교 홍석주 교수님, 조선대학교 이규태 교수님께 진심으로 감사드리며 어려운 학위 과정 중에도 끝임 없는 배려와 조언을 아끼지 않으신 조선대학교 기계공학과 교수님들께 감사드립니다.

본 연구를 진행함에 있어 시작부터 마무리까지 많은 도움을 준 공조냉동실험실 김진현님에게도 감사의 마음을 드립니다.

교육대학원 입학때부터 어려움을 같이 나누고 힘이 되어준 김재근 선배님과 김미현님께 깊은 감사를 드립니다.

오늘이 있기까지 끝없는 사랑과 관심으로 보살펴 주신 부모님께 진심으로 감사드립니다.

마지막으로 힘든 여건과 환경 속에서도 사랑과 인내로 용기와 희망을 준 저를 아는 모든 분들에게 감사드리며 항상 건강과 해복이 가득하길 기원합니다.

2007년 8월

김 종 길 올림

# 저작물 이용 허락서

| 학 과 | 기계·금속교육 | 학 번 | 20048213 | 과 정 | 석사 |
|---|---|---|---|---|---|
| 성 명 | 한글: 김 종 길 한문: 金 鍾 吉 영문: Jong-kil kim | | | | |
| 주 소 | 광주광역시 남구 방림2동 70-13 | | | | |
| 연락처 | E-MAIL: jk19972407@nate.com | | | | |
| 논문제목 | 한글 : R22와 HFC-134a를 사용한 냉동장치의 성능특성 연구<br>영문 : The Study on Comparison of Performance Characteristics in Refrigeration using R22 and HFC-134a | | | | |

본인이 저작한 위의 저작물에 대하여 다음과 같은 조건 아래 조선대학교가 저작물을 이용할 수 있도록 허락하고 동의합니다.

- 다 음 -

1. 저작물의 DB구축 및 인터넷을 포함한 정보통신망에의 공개를 위한 저작물의 복제, 기억장치에의 저장, 전송 등을 허락함
2. 위의 목적을 위하여 필요한 범위 내에서의 편집·형식상의 변경을 허락함. 다만, 저작물의 내용변경은 금지함.
3. 배포·전송된 저작물의 영리적 목적을 위한 복제, 저장, 전송 등은 금지함.
4. 저작물에 대한 이용기간은 5년으로 하고, 기간종료 3개월 이내에 별도의 의사표시가 없을 경우에는 저작물의 이용기간을 계속 연장함.
5. 해당 저작물의 저작권을 타인에게 양도하거나 또는 출판을 허락을 하였을 경우에는 1개월 이내에 대학에 이를 통보함.
6. 조선대학교는 저작물의 이용허락 이후 해당 저작물로 인하여 발생하는 타인에 의한 권리 침해에 대하여 일체의 법적 책임을 지지 않음
7. 소속대학의 협정기관에 저작물의 제공 및 인터넷 등 정보통신망을 이용한 저작물의 전송·출력을 허락함.

2007년 6 월 15일

저작자: 김종길 (서명 또는 인)

조선대학교 총장 귀하