

CFC-대체냉매와 스크롤압축기를 사용한 냉동시스템 성능해석

Performance Analysis of Refrigeration System Using the CFC-Alternative and Scroll Compressor

박 회 용,* 박 경 우**

H. Y. Pak, K. W. Park

Key words : Performance Analysis(성능해석), Refrigeration System(냉동시스템), CFC-Alternatives (CFC 대체냉매), Scroll Compressor(스크롤압축기)

Abstract

A performance analysis of refrigeration system using the HFC-134a and scroll compressor is performed numerically. The refrigeration system mainly consists of various standard components such as heat exchanger, compressor, and expansion device. The model for heat exchanger performance is based on a tube-by-tube method which is analyzed separately by considering the cross-flow heat transfer with the outdoor air flow and pressure drop. Compressor is used the scroll-type compressor which has many merits such as high efficiency, low noise and vibration, and small in size. Short-tube is included as an expansion device. Vapour and liquid line are also considered for the performance analysis of refrigeration system.

Using the modeling of various components of refrigeration system, a performance comparison of CFC-12 and HFC-134a is performed numerically for the various outdoor air temperature and various values of short-tube diameter. As the results of this study, the refrigeration system performance decreases as the outdoor air temperature increases. And the optimum short-tube diameter based on COP is 1.37mm for this system.

기 호 설 명

A : 단면적

COP : 성적계수

C_p : 정압비열

D : 직경

D_h : 수력직경

E : 향상(enhancement)계수

Fr : Froude 수

f : 마찰계수

g_{ca} : 차원상수 (= $1.2960 \cdot 10^{10}$)

G : 질량 유속

h : 대류열전달계수 또는 엔탈피

i_{fg} : 잠열

j_N : N-열의 j-factor

k : 열전도계수

L : 길이

\dot{m} : 질량유동율

N : 열의 수

Nu : Nusselt 수

* 정회원, 한양대학교 기계공학과

** 정회원, LG산전(주) 빌딩시스템연구소

- | | |
|---|--------------|
| P, P_c, P_r : 압력, 임계압력, 환원압력 (P/P_c) 또는 압력비 (P_1/P_2) | o : 외부 |
| Pr : Prandtl 수 | p : 관 |
| Q : 전달열량 | r : 냉매 |
| R : 일반가스 상수 | ref : 기준상태 |
| Re : Reynolds 수 | sub : 과냉 |
| S : 핀의 간격 또는 억제 (supression) 계수 | sup : 과열 |
| St : Stanton 수 | t : 횡방향 |
| s : 엔트로피 | v : 증기상태 |
| T, T_c, T_r : 온도, 임계온도, 환원 (reduced) 온도 (T/T_c) | w : 물 |
| ΔT_m : 대수평균 온도차 | |
| U : 총합열전달계수 | |
| u : 내부에너지 | |
| V : 체적 | |
| v_s : 비체적 | |
| We : Weber 수 | |
| W_c : 압축기 동력 | |
| x : 선도 | |

그리스 문자

- | |
|---|
| γ : 비열비 |
| δ : 두께 |
| θ : 선회각 |
| λ, η_{ad} : 체적 또는 단열효율 |
| μ : 동점성계수 |
| ρ, ρ_c, ρ_r : 밀도, 임계밀도, 환원밀도 (ρ/ρ_c) |
| ϕ : 편효율 |

하첨자

- | |
|-------------------|
| 1, 2 : 관의 입구 및 출구 |
| 2p : 이상 |
| a, air : 공기 |
| cont : 접촉 |
| f : 핀 또는 포화액상태 |
| fg : 증발상태 |
| g : 포화증기 또는 가스상태 |
| i : 입구 또는 내부 |
| l : 액상 또는 증방향 |
| m : 평균 또는 호화 |

1. 서 론

냉동시스템에서의 냉매, 반도체의 세정용 그리고 발포제 등 여러 산업분야에서 광범위하게 사용되어 온 CFC계열의 물질이 오존층을 파괴하고 지구온난화 현상을 유발시키는 물질이라는 연구결과¹⁾가 발표됨에 따라, 이들 물질의 사용 및 생산이 강제적으로 규제를 받게 됨으로써 이에 대한 대책이 시급한 실정이다²⁾. 따라서 지구환경보호 차원에서 CFC물질을 대체할 새로운 냉매가 개발되어야 할 뿐만 아니라 냉동시스템에서 대체냉매를 사용할 경우 기존 냉매와의 물성치 차이로 인한 냉동시스템의 설계변경이 필요하며 보완하여야 할 기술적인 문제들이 야기된다.

지금까지 냉동시스템의 성능해석을 위한 연구는 여러 연구자에 의하여 꾸준히 진행되어 왔으며, 이러한 연구의 목적은 주로 성능향상이었다. 그러나 최근에 이르러 성능향상 뿐만 아니라 지구환경보호 차원에서 냉동시스템이 다루어 지지 않으면 안된다.

증기압축 냉동시스템의 성능을 예측할 수 있는 방법은 여러가지가 있으나 이 연구에서는 각 구성요소의 성능해석을 통하여 냉동시스템을 해석하였다. 이 방법은 각 구성요소의 기하학적인 형상뿐만 아니라 냉매의 모든 열역학적 및 전달물성치를 필요로 하는 방법으로, 냉매의 변화에 따른 성능변화를 예측할 수 있을 뿐만 아니라 시스템의 최적화를 기할 수 있는 방법이다.

이러한 범주에 드는 연구는 최초로 M. I. T의 Miller 등³⁾에 의하여 제시되었으며, M. I. T. 모델을 기초로 Oak Ridge 연구소에서 O. R. N. L.⁴⁾이라는 열펌프 성능해석용 프로그램을 개발하였는데,

모세관 모델링을 위하여 ASHRAE⁵⁾의 데이터를 이용하여 curve-fitting 하였다. 이후 Domanski⁶⁾는 가열 및 냉각용으로 모두 적용할 수 있으며, 모세관을 사용한 새로운 성능해석용 프로그램이 개발하였다. 그러나 이러한 연구들은 냉각용으로는 사용하기가 힘들거나³⁾, 사용되는 냉매가 한정되어 있을 뿐만 아니라, 압축기는 주로 왕복동식을 사용하였으며^{3), 4), 6)}, 단관(short-tube)을 사용한 팽창기구 모델링은 이루어지지 않았다.

이 연구에서는 CFC-12 및 이의 대체냉매로 유통시 되는 HFC-134a를 작동 유체로 사용한 증기압축 냉동시스템의 성능을 예측할 수 있는 프로그램을 개발하여, 이들 냉매에 따른 성능을 비교·분석하고자 하였다. 냉동시스템 성능해석을 위해서는 먼저 각종 냉매의 정확한 물성치가 필요하므로 이 연구에서는 모든 물성치를 계산하는 프로그램을 최근의 실험식을 바탕으로 개발하여 냉동시스템 및 각 구성요소 성능해석시 부-프로그램화 하여 사용하였다. 압축기 모델링을 위해서는 고효율, 저소음, 저중량 등의 특성을 갖는 스크롤압축기(scroll compressor)를 채택하였으며, 열교환기는 공기냉각방식 핀-관 형태를 고려하여, 관순법(tube by tube method)을 적용함으로써 모델링하였다. 그리고 팽창기구는 단관을 적용하였다. 이상의 구성요소에 대한 모델링을 기초로 증기선 및 액선에서의 열전달 및 압력강하등을 고려한 냉동시스템의 성능을 외부공기온도 변화, 단관의 직경변화 및 냉매변화에 대하여 규명하였다.

2. 냉동시스템

공기냉각방식 핀-관 형태를 열교환기로 채택하였을때 공기의 유량 및 온도 그리고 압축기의 운전조건등이 설정되면, 냉동시스템의 주요 구성부품에서의 열적인 특성은 냉매를 통하여 에너지 평형을 유지하려 하며, 이렇게 유지된 에너지는 정상상태로 보존이 된다.

Fig.1은 이 연구에서 해석하고자 하는 냉동시스템의 각 구성요소의 주요지점에 대한 온도-엔트로피 선도이다. 냉동사이클이 열역학적인 평형에 도달하였을 때 Fig.1에서 나타난 주요 지점에서의 냉매 상태가 결정되면 관계식을 이용하여 냉동능력,

정적계수(COP), 압축기 소요동력 등을 계산할 수 있다. 일반적으로 냉동시스템 주요 위치에서의 냉매 상태 및 시스템 성능은 각 구성요소의 성능, 냉동시스템 각 구성요소간의 상호 조화, 냉매물성치, 냉매불입량 그리고 증발기 및 응축기에서의 공기상태등 여러가지 요인에 의하여 좌우된다. 이들 중에서 주 구성요소의 성능이 냉동시스템의 성능에 미치는 영향이 지배적이므로, 이들에 대한 연구가 선행되어야 한다.

2.1 압축기 모델링

이 연구에서는 자동차 에어컨 등 소용량의 냉동시스템에서 여러가지 특징으로 최근들어 크게 각광을 받고 있는 스크롤압축기를 고려하였다. 이러한 스크롤 압축기의 장점은 주로 스크롤압축기의 기본 원리에 기인하는 것으로, 인벌류트 곡선으로 형성된 치형(wrap)설계, 밀폐체적 및 치형 사이에서 발생하는 각종 누설의 계산은 성능예측에 매우 중요한 요소이다.

1980년대 중반에 이르러 스크롤압축기의 성능해석 및 효율향상 방안에 대한 연구가 열역학적 및 동력학적 관점에서 활발히 진행되고 있다^{7)~10)}.

2.1.1 스크롤 압축기의 수학적 모델

구조 및 작동원리 : 스크롤압축기는 인벌류트 곡선으로 형성된 고정스크롤 및 크랭크축과 연결되어

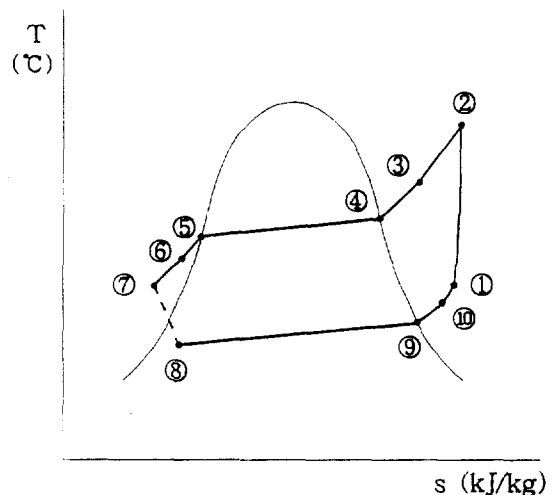


Fig.1 Temperature-entropy diagram of refrigeration system for this study

고정스크롤을 중심으로 일정한 반경을 유지하면서 선회하는 선회스크롤, 선회스크롤의 자전을 방지하기 위한 ball coupling, 흡입구, 토출구 및 프레임 등으로 구성되어 있다.

스크롤압축기는 180°의 위상차를 갖는 고정 및 선회스크롤에 의하여 형성되는 여러개의 초승달-형태인 밀폐체적이 선회스크롤이 회전함으로써 두 스크롤 중심부로 밀려 밀폐체적이 감소하면서 압축이 일어나는 용적형압축기의 일종으로서, 밀폐체적이 스크롤중심에 이르면 고온·고압이 된 압축가스는 고정스크롤 중심에 위치한 토출구를 통하여 압축기 밖으로 토출된다. 그리고 이러한 압축실은 매 회전시 여러개 형성되어 흡입, 압축, 토출이 연속적으로 이루어지므로 타압축기에 비하여 소음 및 진동이 적다⁹⁾.

밀폐체적 및 누설: 선회각의 함수로써 두 스크롤에 의하여 형성된 밀폐체적의 변화는 인벌류트 곡선의 기하학적 특성으로부터 구하는데, 이 연구에서는 Morishita등⁷⁾이 제시한 식을 이용하였으며, 회전각도에 대한 밀폐체적의 계산은 세개의 대칭인 쌍으로 나누어 계산한다¹⁰⁾.

압축실에서 발생하는 누설의 최소화 및 정확한 예측은 압축기 설계시 매우 중요한 과제이다. 두개의 치형 사이에 존재하는 간극을 통하여 압축된 가스는 인접된 압축실로 누설이 발생하게 된다. 이러한 누설경로는 축방향간극에 의한 반경방향누설과 반경방향간극에 의한 접선방향누설로 나눌 수 있다.

압축실에서 누설에 의한 질량유동율은 1차원, 압축성유체라는 가정하에 다음의 식(1)으로 구하며, 이 식은 흡입구·토출구에서도 모두 적용된다.

$$\frac{dm}{dt} = A \cdot C_d \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{2r}{R(r-1)}} \left(P_r^{\frac{2}{\gamma}} - P_r^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right) \quad (1)$$

여기서, 첨자 1과 2는 저압측 및 고압측을 각각 의미하고, r , R 은 각각 냉매의 비열비 및 일반기체 상수이며, P_r 은 임계압력비이다. A 는 유동단면적으로 흡입·토출구의 경우 스크롤 치형의 기하학적 특성 및 선회각의 함수로 결정되며⁸⁾, 접선방향의 누설 면적은 치형의 높이에 반경방향간극을 곱하며, 반경방향누설인 경우는 선회각의 함수로 정의되는 누설통로길이를 계산한다. 보다 자세한 밀

폐체적 및 누설계산은 참고문헌[10]에 잘 나타나 있다.

2.1.2 스크롤압축기의 열역학적 모델

스크롤압축기는 매 회전시 흡입, 압축 그리고 토출과정이 동시에 이루어 지므로, 이 연구에서는 이러한 과정을 수행하는 서로 대칭인 3개의 검사체적으로 나누어 성능해석을 수행한다. 이때, 밀폐체적의 변화, 누설 및 흡입·토출에 의한 질량유량 변화는 결국 검사체적내의 열역학적 물성치의 변화를 초래하게 된다.

임의의 순간에 각 압축실의 경계를 검사체적의 경계로 삼아 에너지 보존의 법칙, 질량보존의 법칙 및 실제기체 상태방정식을 적용하여 작동실내의 압력, 온도 그리고 질량을 계산한다¹⁰⁾.

열역학 제1법칙 :

$$\frac{dQ_c}{d\theta} + \sum \frac{dm_i}{d\theta} h_i = \frac{dW_i}{d\theta} + \sum \frac{dm_o}{d\theta} h_o + \frac{d}{d\theta}(mu_c) \quad (2)$$

식(2)에서 첨자 i 와 o 는 각각 유입과 유출을 의미한다. 그리고 엔탈피와 비체적의 관계에서 비체적의 변화율과 압력등을 고려하여 압축실내의 온도와 압력변화에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\frac{dm_i}{d\theta}(h_i - h) - m \frac{dv_s}{d\theta} \left[\left(\frac{\partial h}{\partial v_s} \right)_r - \left(\frac{\partial P}{\partial v_s} \right)_r v_s \right]}{m \left[\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_{v_s} - \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_s} v_s \right]} \quad (3)$$

$$\frac{dP}{d\theta} = \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_s} \frac{dT}{d\theta} + \left(\frac{\partial P}{\partial v_s} \right)_r \frac{dv_s}{d\theta} \quad (4)$$

질량보존의 식 :

작동실내의 질량변화는 연속방정식에 의하여 구한다.

$$\frac{dm_c}{d\theta} = \frac{dm_i}{d\theta} - \frac{dm_o}{d\theta} \quad (5)$$

실제기체 상태방정식 :

HFC-134a의 상태방정식은 Piao등¹¹⁾이 제안한

식을 사용하였는데, 이 식은 과열영역은 물론 압축 액영역에서도 적용이 가능하다.

$$P_r = \frac{T_r \rho_r}{Z_c} + \sum_{i=1}^{i=25} \alpha_i \rho_r^{m_i} T_r^{-n_i} \quad (6)$$

HFC-134a 이외의 냉매에 대해서는 식(7)과 같이 정의한 Martin-Hou식¹²⁾을 사용하였다.

$$P = \frac{R \cdot T}{(v-b)} + \sum_{i=2}^5 [A_i + B_i \cdot T + C_i \cdot \exp(-KT_i)] / (v-b)^i + \frac{A_6 + B_6 \cdot \exp(-KT_6) \cdot \exp(-2a'v)}{b + \exp(-av)} \quad (7)$$

식(7)의 각종 상수는 냉매의 종류에 따라 다르게 정의된다. 그리고 식(2)~(7)의 엔탈피 등 냉매물성치와 냉매물성치에 대한 편미분식은 독립된 냉매물성치 프로그램을 이용하여 계산한다.

압축기 성능해석을 통하여 구한 온도 및 압력 변화는 단열 및 체적효율을 계산하는데 이용되며, 이는 냉매질량유량과 압축기 소요동력 계산시 사용된다.

2.2 열교환기 모델링

이 연구에서는 공기냉각 방식 핀-관 열교환기를 해석모델로 삼았으며, 관은 공기의 유동방향과 서로 엇갈린 배열을 하고 있다. 냉매는 관을 따라 흐르면서 어느 위치에서 상변화가 발생하고 또한 관의 구성이 복잡할 뿐만 아니라 공기의 가열 및 냉각이 일정하지 않으므로 각각의 상을 분리하여 해석하기가 어렵기 때문에 기존의 열교환기 성능해석 방법인 LMTD법 또는 효율-NTU¹³⁾ 등을 적용하기가 힘들다. 그러므로 하나의 단위관(unit tube)을 선정하여 단위관에 에너지 평형을 고려함으로써 보다 정확한 열교환기의 성능해석을 수행할 수 있는 방법이 최근에 제시된 관순법(tube-by-tube method)¹⁴⁾이다. 국내에서도 최근 관순법을 사용하여 박희용 등¹⁵⁾이 여러냉매에 대한 열교환기 성능을 비교 분석하였다. 이 연구에서는 열교환기의 기하학적인 형상, 공기 및 냉매측 입구조건, 증발 및 응축온도 그리고 냉매출구조건 등을 초기값으로 하여 공기측 및 냉매측 전달 열량 및 압력강하등을 계산하였다.

공기냉각방식 핀-관 열교환기의 단위관에서의 열전달은 공기와 냉매의 직교류 유동에 따라 이루어지며, 관벽과 공기의 접촉면등에서 일반적으로 다음과 같은 열전달 관계를 갖는다.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (8)$$

여기서, U , A , ΔT_m 는 각각 총합열전달계수, 전달면적 그리고 대수평균온도차를 나타내며, ΔT_m 은 유체의 온도변화에 대하여 두가지로 정의된다.¹⁴⁾ 실제로 증발기 및 응축기 관내에서의 냉매의 상(phase)은 단상 또는 2상, 그리고 이들이 공존하게 되므로 냉매의 상에 따른 열전달을 각각 계산하여야 한다⁶⁾.

식(8)에서 보는바와 같이 열교환기에서의 전달 열량을 구하기 위해서는 총합 열전달계수를 비롯하여 공기측 및 냉매측 열전달계수 그리고 관내의 압력강하등이 계산되어야 한다.

총합 열전달 계수(U): 핀이 부착된 관의 총합 열전달계수 C 의 계산은 냉매와 공기사이, 그리고 관의 상태에 따라 관내의 열저항, 관의 전도 열저항, 관과 핀의 접촉 열저항, 공기측 열저항 등을 고려하여야 한다. 특히, 증발기의 경우 열교환기의 표면에서의 공기의 제습과정에 대한 해석이 필요하다.^{14), 15)}

그러므로 제습 및 이상의 열저항을 고려한 외면 기준 총합열전달계수는 다음과 같다.

$$U = \left[\frac{A_o}{h_i \cdot A_{p,i}} + \frac{A_o \cdot \delta_p}{A_{p,m} \cdot k_p} + \frac{A_o}{A_{p,o} \cdot h_{cont}} + \frac{1}{h_o \left[1 + \left\{ \frac{i_{g,w} \cdot (w_o - w_w)}{C_{p,a} (T_o - T_w)} \right\} \right]} \cdot \left[1 - \left\{ \frac{A_f}{A_o} \cdot (1 - \phi) \right\} \right] \right]^{-1} \quad (9)$$

냉매측 열전달계수: 증발열전달계수는 단상, 즉 과열증기상태인 경우에 Hiller¹⁶⁾가 제안한 식(10a)를, 2상인 경우 식(10b)로 정의한 Gungor-Winterton¹⁷⁾의 상관식을 사용하였다.

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0.0108 \cdot Re^{-0.1375} \quad (10a)$$

$$h_{2p} = E \cdot h_i + S \cdot h_{pool} \quad (10b)$$

여기서, h_i 는 Dittus-Boelter 식으로 알려진 액상에 대한 열전달계수이며, h_{pool} 은 핵비등에 대한 열전달계수이다. 또한 E 와 S 는 각 상의 비열을 고려한 축진 및 역제계수로서 Froude 수가 0.05 이하인 평관인 경우에는 수정된 계수를 사용한다. 그리고 응축열전달계수는 Nitheanandan 등¹⁸⁾이 제안한 원관내에서 냉매의 응축과정을 입구에서부터 액상의 증가에 따라 Mist-, Annular-, Wavy- 유동으로 나누었는데, 이들 영역의 구분은 Froude 수와 Soliman¹⁹⁾이 제안한 수정 Weber 수(We)를 기준으로 한 것이다. 따라서 Mist 유동에는 Soliman의 관계식을, Annular 유동과 Wavy 유동에는 각각 Shah²⁰⁾의 관계식, Rosson²¹⁾의 관계식을 사용하였다.

Soliman의 관계식 :

$$Nu = 0.00345 \cdot Re_m^{0.9} (\mu_g \cdot i_{fg} / k_g \cdot \Delta T)^{1/3} \quad (11a)$$

Shah의 관계식 :

$$h_{2p} = h_i + h_i \cdot 3.8 / Z^{0.65} \quad (11b)$$

Rosson과 Myers의 관계식 :

$$Nu = 0.1 Pr^{1/3} \left\{ Re_v \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} \right\}^{2/3} \left(\frac{C_{p,l} \Delta T}{i_{fg}} \right)^{-1/6} \quad (11c)$$

공기측 열전달 계수 : 공기측 대류 열전달계수는 보통 'j-factor'의 항으로 계산하는데, 이 연구에서는 Webb²²⁾이 제안한 4열의 열교환기를 기준으로 한 식을 사용하였다.

$$j_s = \frac{h_a \cdot Pr^{2/3}}{G_a \cdot C_{p,a}} = 0.14 Re^{-0.32} (S_i/S_o)^{-0.502} (S/D_{b,o})^{0.0312} \quad (12)$$

4열 이상의 경우 여러 연구결과 열의 증가에 따른 열전달계수의 변화가 적으므로 4열과 같은 값을

취하고, 4열 이하의 관에서는 수정계수를 사용한다.

접촉열저항 : 핀과 관의 접촉부에서 발생하는 열저항은 Wood 등²³⁾이 제안한 아래의 관계식을 이용하였다.

$$h_{cont} = \exp(6.902 + 2.899X) \quad (13)$$

관내의 압력강하 : 2상유동의 압력강하는 Pierre²⁴⁾가 제안한 식(14)를 사용하며, 단상인 경우 마찰 및 운동량변화에 의한 압력강하로 나누어 계산한다.

$$\Delta P = \left[f \frac{L}{D} + \frac{\Delta x}{x} \right] \cdot G^2 \cdot v_m \quad (14)$$

공기측 압력강하 : 공기측 압력강하는 마찰계수와 공기 속도등을 고려하여 다음의 식으로 일반화하여 표현된다.

$$\Delta P = f \cdot \frac{D}{D_h} \cdot \rho_a \cdot \frac{V_{m,f}^2}{2} \quad (15)$$

여기서, D_h 는 수력직경을, $V_{m,f}$ 는 최소 유동면적에 대한 공기의 속도를 의미한다. 제습효과를 고려한 경우와 그렇지 않은 경우에 대한 공기측 압력강하를 구하기 위해서는 핀의 기하학적 형상에 대한 마찰계수가 정확히 계산되어야 하는데, 이 연구에서는 Turaga²⁵⁾이 제안한 마찰계수식을 사용하였다.

2.3 팽창기구 모델링

공조 및 냉동시스템에서 주로 사용되고 있는 일정한 유동면적을 갖는 팽창기구를 단관(short-tube)이라 하는데, 간단한 구조에 비하여 전체 냉동시스템의 질량유량을 조절하며 고압단과 저압단의 균형을 유지하는 중요한 역할을 한다.

전형적인 냉동시스템의 작동조건하에서 냉매유동은 쇼크(choke)상태가 발생하는데 이를 해석하기 위해서는 음속에 기초한 임계유동모델(critical flow model)²⁶⁾이 가장 타당할 것으로 여겨지나 이 모델은 쇼킹이 일어나는 영역에서의 모든 냉매물성

치를 알아야 한다. 그러나 단판에서의 냉매는 서로 분리된 두개의 상이 존재하여 냉매의 건도, 온도 그리고 유속등을 효과적으로 예측하기가 어렵기 때문에 임계유동모델을 적용하기가 힘들어진다. 그러나 급격한 각이 있는 평판 오리피스에서의 질량 유동은 초크가 발생하지 않으므로 총 압력차에 의하여 결정되는 편리함이 있다.

이 연구에서는 Aaron등²⁷⁾이 HCFC-22에 대하여 실험을 통하여 제시한 다음의 식을 이용하여 냉매질량유량을 계산하였다.

$$P_2 = P_{sat} \cdot [1 + 12.599 \cdot SUB^{0.293} - 0.1229 \cdot \text{EXP}(-0.0169 \cdot (L/D)^2) - 0.04753 \cdot \text{EVAP}^{0.6192}] \quad (16)$$

여기서, $SUB = (T_{sat} - T_{fluid})/T_{sat}$, T 는 절대온도 $\text{EVAP} = (P_{sat} - P_{down})/T_{sat}$, P 는 절대압력이다. 그러므로 급축소입구를 갖는 단판에 대한 질량유동은 아래식으로 계산한다.

$$\dot{m} = A_s \cdot [2 \cdot \rho g_{ca} \cdot (P_1 - P_2)]^{1/2} \quad (17)$$

2.4 보조부품 모델링

증기선 (Vapour line) : 흡입선(Fig.1의 ⑩~①)은 증발기와 압축기를 그리고 토출선(Fig.1의 ②~③)은 압축기와 응축기를 연결하는 관으로 두개의 연결관은 과열증기 상태의 냉매가 흐르는 단상 유동이다. 압축기에서 토출된 고온·고압의 냉매는 관내의 강제대류에 의한 손실과 주위공기로의 열전달에 의하여 냉매의 온도가 감소하게 된다. 즉, 증기선에서 냉매의 에너지 평형은 아래의 식과 같다.

$$Q = \dot{m}_r \cdot \Delta h = h_{eff} \cdot \Delta T \quad (18)$$

여기서, h_{eff} 는 강제대류 및 자연대류를 고려한 열전달계수로서, 강제대류에 대한 열전달계수는 아래의 식으로 구한다.

$$Nu = \frac{h_c \cdot D}{k} = 0.023 \cdot \left(\frac{G \cdot D}{\mu}\right)^{0.8} \left(\frac{\mu \cdot C_p}{k}\right)^{0.333} \quad (19)$$

그리고 수평관에 대한 자연대류 열전달계수는 다음의 식을 이용하여 계산한다²⁸⁾.

$$h_c = 0.27 \left(\frac{\Delta T}{D_0}\right)^{0.25} \quad (20)$$

여기서, ΔT 는 관벽과 공기와의 온도차를 나타내며 D_0 는 관의 외경이다. 그리고 단상영역에서의 증기상태의 냉매에 대한 압력강하는 Darcy의 비압축성 유동에 관한 아래의 식을 이용하여 구한다.

$$\Delta P = \frac{2f \cdot G^2 \cdot L}{\rho \cdot D} \quad (21)$$

여기서, f 는 마찰계수($f = 0.046 \cdot Re^{-0.2}$)이다. 그리고 흡입선출구(압축기 입구)에서의 냉매의 온도는 주위온도와 같다고 하였다.

액선 (liquid line) : 액선(Fig.1의 ⑥~⑦)은 응축기와 팽창기를 연결하는 관으로 냉매는 과냉상태의 액상이 흐른다. 이때 관내의 압력강하는 식(21)을 이용하여 액선에서의 냉매에서 주위 공기로의 열전달은 무시한다. 그리고 응축기출구에서 팽창기구 입구까지의 냉매의 온도변화는 식(18)과(19)를 이용하여 구한다.

3. 수치해석

냉동시스템 성능해석을 위한 절차를 Fig.2에 나타내었으며 그 내용을 간략히 설명하면 다음과 같다.

- ① 입력값 : 냉동시스템의 데이터, 외부 및 내부 공기조건
- ② 압축기 성능해석 : 냉매의 질량유량을 구하기 위하여 스크롤압축기의 성능을 해석 하여야 한다. 압축기의 기하학적인 형상과 작동조건(흡입 및 토출압력) 및 흡입시의 냉매물성치(과열도, T_{sup})등을 입력값으로 하여 선회각에 따른 밀폐체적을 구하고 흡입 및 토출구의 면적 그리고 압축시 발생하는 누설면적을 계산한다. 이로부터 먼저 누설이 없는 경우에 대한 압축실내의 압력, 온도 그리고 질량 유동율등을 계산하여, 다음반복 계산시 이를 초기값으로 사용한다. 압축과정에서 압축실

내의 각종 냉매물성치는 6차 Runge-Kutta 법을 적용하여 1도 간격으로 계산하였다. 압축기의 수렴판정은 단일효율을 이용하였다. 이상의 압축기 성능해석을 통하여 압축기를 지나는 냉매질량유량(\dot{m}_c)은 아래의 식으로 계산한다.

$$\dot{m}_c = \eta_v \cdot \frac{\dot{V}_c}{v_1} \quad (22)$$

여기서, \dot{V}_c 는 압축기 배제체적에 회전수를 곱하여 나타난 체적유량이고, v_1 은 점①에서의 비체적을 의미하며, η_v 는 이론적인 냉매흡입량에 대한 실제흡입량의 비로 정의되는 체적 효율로서, 냉매의 종류 및 압축기 운전조건에 의하여 압축기 성능해석시 각기 다른 값으로 계산된다.

- ③ 응축기와 팽창기구 성능해석 : 과정②를 통하여 계산된 \dot{m}_2 와 단관을 지나는 질량유량 \dot{m}_8 을 계산

하여 질량유동의 평형을 확인한다. 만일 \dot{m}_2 와 \dot{m}_8 가 일치하지 않으면, P_2 를 조정후 다시 ②의 과정으로 간다.

- ④ 증발기 성능해석 : 일단 질량유량이 평형을 유지하면 증발기 출구의 냉매상태와 질량유량을 이용하여 증발기의 성능을 해석한다. 열교환기 성능해석을 위하여 채택한 방법은 관순법으로 보다 자세한 성능해석 절차는 참고문헌[14]에 잘 나타나 있다. 증발기 성능해석 후 h_7 과 h_8 이 일치하지 않으면, 압축기 흡입압력(P_1)을 수정하여 ②의 상태로 돌아간다.
- ⑤ 엔탈피와 압력이 평형상태에 도달하게 되면, 처음에 가정된 값으로 주어진 세계의 냉매 주변수중 압축기 흡입 및 토출압력은 반복 계산되어 결정되며, 압축기 입구의 가정된 증기과열도(T^*_{10})를 이용하여 엔탈피와 압력 평형을 동시에 만족하는 냉매상태를 만족시키기 위하여 과정 ②로 되돌아간다.

4. 결과 및 고찰

압축기 입구에서의 냉매의 상태는 냉동시스템의 작동조건에 따라 변하게 되며, 응축기 및 증발기에서의 공기조건이 변하게 되면 냉매의 상태는 일정하게 유지될 수가 없고 새로운 조건에 대하여 열적인 평형을 이루려 한다. 그러므로 냉동시스템에서 냉매의 상태변화를 야기시키는 현상을 규명하기 위해서는 내부(증발기) 공기조건은 일정하다는 가정하에 외부온도(응축기) 변화에 대한 냉동시스템의 작동상태를 고려하여야 한다.

Table 1은 이 연구에서 채택한 냉동시스템 주요 구성부품의 사양을 나타낸 것으로, 열교환기는 공기냉각방식 핀-관형식을, 압축기는 스크롤(scroll) 형식을 그리고 팽창기구는 단관(short tube)을 채택하였으며, Table 2는 공기조건이다.

증발기 출구에서의 증기과열도(superheated)가 2.8°C 증가함에 따라 COP는 약 1% 증가하여, 냉동능력은 약 2% 감소하는 등 과열도가 냉동시스템 성능에 미치는 영향은 미미하다고 알려져 있으나²⁹⁾ 과열도가 7°C이상이 되면 증발기출구에서의 냉매상태가 2상이 되어 압축기에 좋지 않은 영향

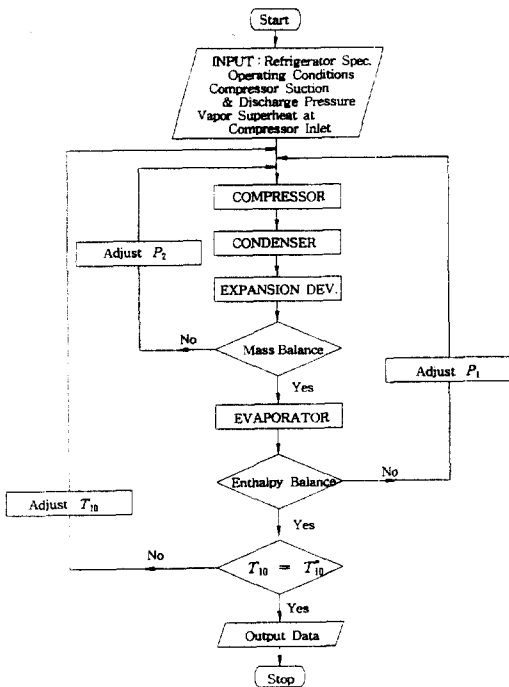


Fig.2 Overall flow chart for refrigeration cycle

Table 1 Specifications of refrigeration system

Compressor (Scroll Type)			
Type	TR-60	Built-in volume ratio	2.57
Basic circle radius	3mm	Wrap thickness	4.5mm
Wrap height	25mm	Involute start angle	0.09π
Involute end angle	5.59π	Axial clearance	$20\mu\text{m}$
Displacement	38.87 cc/rev	Radial clearance	$20\mu\text{m}$
Heat Exchanger(Flat Plate-Finned-Tube Type)			
Condenser		Evaporator	
Number of tubes	24	Number of tubes	40
Number of rows	2	Number of rows	5
Number of inlet tube	2	Number of inlet tube	4
Tube length(mm)	584	Tube length(mm)	174
Tube inner dia.(mm)	8.5	Tube inner dia.(mm)	8.5
Tube outer dia.(mm)	10.0	Tube outer dia.(mm)	10.0
Fin width(mm)	33	Fin width(mm)	11
Fin height(mm)	300	Fin height(mm)	230
Fin thickness(mm)	0.15	Fin thickness(mm)	0.13
Fin pitch(mm)	1.75	Fin pitch(mm)	1.24
Material	Aluminium	Material	Aluminium
Expansion Device(Short-Tube)			
Tube diameter	1.37mm	Tube length	12.7mm

Table 2 Operating conditions of the ambient air

Component	Input Conditions
Evaporator Fan	Indoor Air Pressure : 101.32kPa Indoor Air Temperature : 27°C Air Mass Flow Rate : 0.1272kg/m's
Condenser Fan	Outdoor Air Pressure : 101.32kPa Outdoor Air Temperature : 35°C Air Mass Flow Rate : 0.1458kg/m's

을 미친다. 이 연구에서 개발한 증발기만의 성능해석을 할 경우, 동일한 냉매질량 일때 과열증기도는 CFC-12는 12.92°C이며, HFC-134a는 6.85°C이었다. 그러므로 이 연구에서는 냉매봉입량에 의하여 결정되는 증발기출구의 과열증기도를 모든 냉매에 대하여 7.5°C로 일정하게 주었으며³⁰⁾, 응축기 출구에서의 과냉도(subcooling)는 팽창기구에서의

냉매질량유량이 압축기의 토출유량과 같게 될때까지 반복적으로 계산하여 선택하였다.

이 연구에서는 Table 1의 기본사양과 Table 2의 공기조건을 기초로 응축온도를 55°C, 증발온도를 10°C로 일정하게 유지한 상태에서 외부공기온도(응축기 공기온도)변화와 단관의 직경 변화가 냉동시스템의 성능에 미치는 영향을 CFC-12와 HFC-134a에 대하여 성적계수(COP), 냉방능력, 냉매질량유량, 압축기 동력 그리고 압력-엔탈피선도등을 통하여 고찰하였다.

4.1 타당성 검증

스크롤압축기와 단관동이 포함된 냉동시스템에서 시스템 전체에 대한 타당성이 검증되어야 하지만 아직까지 이 연구에서와 같은 구성요소를 통한 냉동시스템 성능을 해석한 연구가 미비하므로, 이 연구에서는 각 구성요소에 대한 성능결과를 실험값과 비교함으로써 타당성을 검증하였다.

4.1.1 스크롤압축기

스크롤압축기의 성능해석의 타당성을 검증하기 위하여 Suefuji^[31]의 실험결과(냉매 : HCFC-22)와 압축기 회전수에 대한 토출온도를 비교하여 Fig.3에 나타내었다. 압축기의 토출온도는 냉동시스템 성능해석시 매우 중요한 인자이다. 실험에 사용된 스크롤압축기는 배체체적이 38.4cm³, 정격체적비(built-in volume ratio)가 2.3이며, 기초원반지름을 비롯한 그밖의 압축기 형상은 참고문헌 [8]에 나타나 있다. Fig.3에서 보는 바와같이 전 회전수 범위에서 토출온도의 차이는 115Hz일때 최고 12.5°C로 나타났으며, 일반적인 압축기 회전

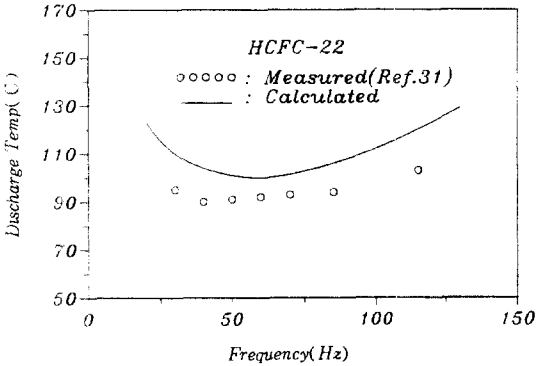


Fig.3 Comparison of Ref.[31] and this study for discharge temperature in scroll compressor(HCFC-22)

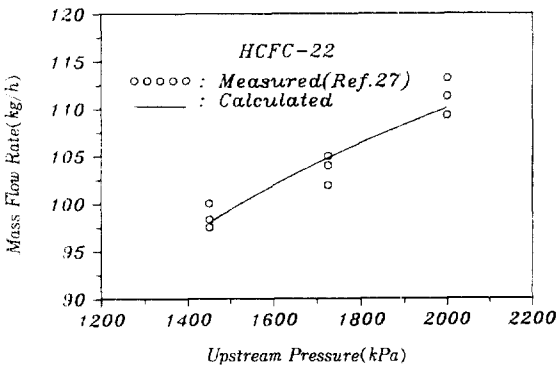


Fig.4 Comparison of Ref.[27] and this study for mass flow rate in short-tube(HCFC-22)

수인 60Hz일 경우에 약 8°C의 차이를 보였다. 이러한 오차는 스크롤 치형과 냉매와의 열교환 및 냉동오일에 의한 열손실을 고려하지 않았기 때문으로 여겨지나, 전반적으로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

4.1.2 열교환기

H사에서 제작한 실제 에어컨(냉매 : CFC-12)의 실험치와 비교를 위하여 증발기에서의 냉매측 전달열량을 비교하여 보았다. 이 연구에서 채택한 H사의 열교환기는 실험조건이 비밀을 요하는 관계로 완벽하게 주어지지 않아, 주어진 실험조건 이외에 건도를 0.1, 증발온도를 5°C라 하여 이들을 입력값으로 주었으며 나머지 실험조건은 Table 3에 나타내었다. 실험[1]의 조건에 의한 냉매측 전달열량은 3,098kcal/h(약 3.6kW)이며 성능해석 결과는 3,293.2kcal/h(약 3.83kW)로서 약 5.93%의 오차를 보였다. 그리고 실험[2]의 경우에는 각각 2,871kcal/h 3,062kcal/h로 약 6.27%의 차이를 보였다.

Table 3 Experimental conditions for evaporator

	CASE 1	CASE 2
Refrigerant mass flow rate(kg/h)	136	130.56
Amount of air flow(m ³ /h)	331.6	328.2
Evaporator room temp.(°C)	27	27
Relative humidity(%)	0.47	0.47

Table 4 Operating and geometric conditions for short-tube in Ref.[27]

tube length(mm)	12.7
tube diameter(mm)	1.35
length-diameter ratio	9.41
subcooling temperature(°C)	13.9
downstream pressure	$P_{down} < P_{sat}$
refrigerant	HCFC-22

4.1.3 팽창기구

Fig.4는 Aaron등²⁷⁾의 실험값과 이 연구의 결과를 비교하기 위하여 Table 4의 조건하에서 입구 냉매상태는 과냉상태로 과냉도를 13.9°C로 일정하다고 하였으며, 관출구의 압력은 포화상태의 압력보다 작게 주어 하류의 압력이 과내 냉매유동에 영향을 미치지 않도록 하였다. 이러한 상태에서 냉매 HCFC-22를 사용하였을때 상류의 압력변화에 대한 질량유동율을 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 입구압력의 변화에 대한 질량유동율은 약간의 오차를 포함하는데, 이는 냉매질량유량을 계산시 축소계수의 사용에서 기인한 것으로 사료되나 그 경향은 대체로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

4.2 냉동시스템 성능해석

4.2.1 외부공기조건의 영향

외부공기온도의 변화에 대하여 식(23)과 같이 압축기동력에 대한 냉동능력의 비로 정의되는 성적계수(COP, coefficients of performance)를 Fig.5에 도시하였으며, 동시에 두 냉매(CFC-12 및 HFC-134a)에 대하여 비교하였다.

$$COP = \frac{Q_E}{W_C} = \frac{\dot{m}_r(h_{10} - h_8)}{\dot{m}_r(h_2 - h_1) / \eta_{ad}} \quad (23)$$

Fig.5에서 보는 바와 같이 모든 냉매에 대하여 성

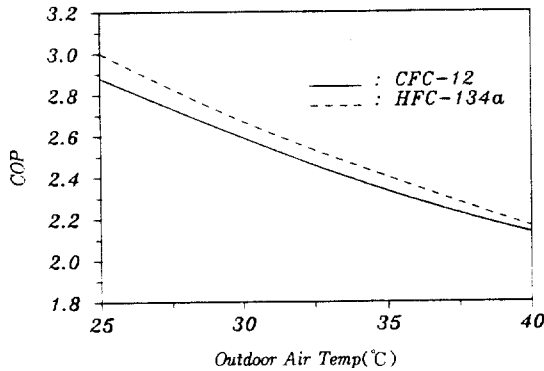


Fig.5 Coefficient of performance of the refrigeration system according to the outdoor air temperature

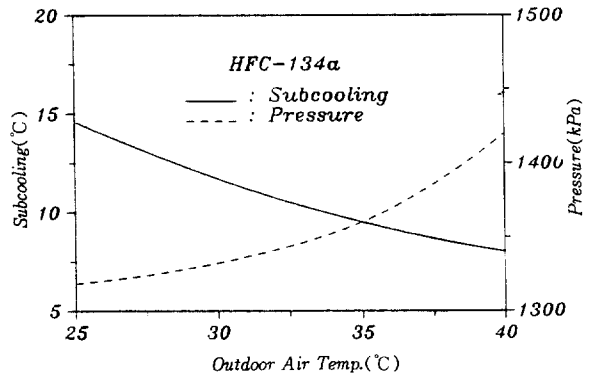


Fig.6 Subcooling and pressure variation according to the outdoor air temperature at the condenser exit

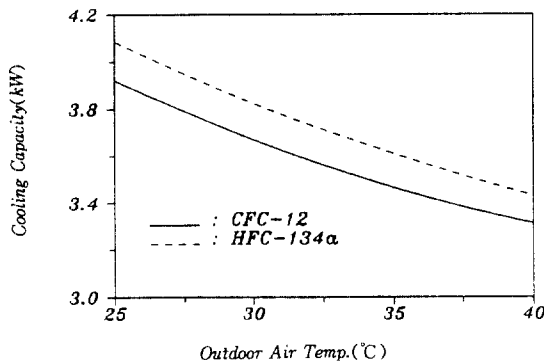


Fig.7 Cooling capacity of the refrigeration system according to the outdoor air temperature

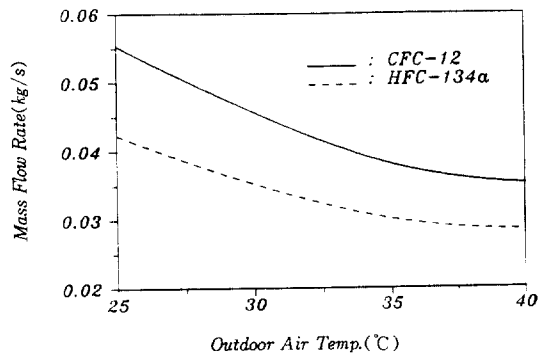


Fig.8 Mass flow rate of the refrigeration system according to the outdoor air temperature

적계수는 외부공기온도가 증가함에 따라 거의 선형적으로 감소하였으며 모든 냉매에 대하여 5°C 증가함에 따라 약 9.2% 감소하였다. 이러한 이유는 응축기 주위의 공기온도가 증가하게 되면 공기와 냉매사이의 평균온도차이가 감소하게 되고, 이로 인하여 냉매에서 공기로 방출되는 열량 및 엔탈피의 변화가 보다 작아지기 때문에 높은 엔탈피와 낮은 과냉도의 액체상태 냉매가 팽창기구로 유입되기 때문이다. 팽창기구는 과냉도에 매우 민감하며 과냉도가 낮을수록 팽창기구를 지나는 냉매질량유량은 감소하게 되므로 응축압력 및 증발압력이 증가하게 된다. Fig.6는 응축기 출구에서의 과냉도 및 압력 변화를 외부공기온도 변화에 대하여 나타낸 것이다. 그리고 모든 외부온도 변화에 대하여 HFC-134a가 CFC-12보다 평균 약 3.16% 정도 성적계수가 더 높게 나타났으며, 외부공기온도가 낮을수록 냉동시스템 효율은 증가함을 알 수 있다(HFC-134a와 CFC-12의 성적계수 최대차이는 25°C일 때 약 4.41%). 이러한 성적계수의 변화를 증발기의 냉동능력, 냉매질량유량 그리고 압축기 소요동력의 관점에서 고찰하고자 하였다.

Fig.7은 성적계수 계산시 사용된 외부 공기온도의 증가에 따른 증발기에서의 냉동능력의 변화를 내부공기온도와 증발온도(이 연구에서는 각각 27°C와 10°C)를 일정하게 둔 상태에서 나타낸 것으로, 응축기의 공기온도증가에 대하여 거의 선형적으로 감소하는데 이는 Fig.5의 성적계수와 동일한 경향을 보였다. 즉, 두 냉매 모두 외부공기온도가 증가할수록 냉동능력은 감소하였으며 35°C 이상으로 되면 그 감소폭은 줄어들음을 보여주고 있다. 특히 외부공기온도가 5°C 증가함에 따라 약 5.3% 정도 감소하였다. 이러한 이유는 외부공기온도가 커질수록 응축기에서의 전달열량의 감소로 인하여 결국 응축압력이 커져 냉매질량유량 및 과냉도를 감소시키고 증발기내의 엔탈피변화가 줄어들기 때문이다.

냉매질량유량의 변화를 Fig.8에 나타내었는데 두 냉매 모두 외부공기온도가 증가함에 따라 감소하고 있음을 알 수 있다. 외부공기온도가 높아지면 응축압력이 증가하는데 이는 곧 압축기 토출압력의 증가를 의미한다. 즉, 압축기 토출압력이 증가함에 따라 압축기를 지나는 냉매질량유량은 감소하게 되

는 것이다. 그리고 이 연구의 온도범위에서 HFC-134a의 질량유량은 CFC-12에 비하여 전온도 범위에서 평균 약 25% 정도 적는데 이는 냉매의 물성치 차이, 특히 HFC-134a의 비체적이 크기 때문으로 여겨진다. 외부공기온도가 35°C일 때, 냉매가 CFC-12인 경우 냉매질량유량은 0.03809 (kg/s)인 반면 HFC-134a인 경우에는 0.0303 (kg/s)로 더 작는데 이는 압축기 동력에 영향을 미친다.

Fig.9는 외부 공기온도의 증가에 따른 압축기의 소요동력의 변화를 나타낸 것으로써 외부공기온도의 증가에 따라 두 냉매의 압축기 동력이 거의 선형적으로 증가하고 있음을 보여주고 있다. 이는 앞에서 언급한 바와 같이 외부 공기온도의 증가로 인하여 응축 온도가 증가하게 되며 이러한 응축온도의 증가는 더 많은 압축기 동력을 필요로 하게 되기 때문이다. 여기서 압축기 소요동력은 식(23)에서 정의하였다. Fig.9에서 나타나듯이 CFC-12에 비하여 HFC-134a인 경우, 압축기 소요동력이 전 온도범위에서 약 1.6% 정도 크게 나타나는데, 이는 동일한 온도에서 비체적의 차이에 의한 냉매 질량유량 및 엔탈피 차이에 기인한다.

Fig.5부터 Fig.9에 나타난 바와 같이 외부공기온도의 변화는 결국 냉동시스템의 압력-엔탈피 선도의 변화를 가져온다. 즉, 앞에서 언급하였듯이, Fig.1에 나타난 압력-엔탈피 선도의 주요 지점에서의 냉매상태는 Fig.10에 도시한 바와같이 높은 엔탈피와 고압의 방향으로 이동하게 된다. Fig.10은 대표적인 것으로서 외부 공기온도가 25°C일 때와 40°C일 때의 압력-엔탈피 선도로서 이때의 냉매는 HFC-134a이다.

4.2.2 단관의 직경변화의 영향

단관의 직경이 커질수록 응축압력 및 응축기 출구에서의 과냉상태를 감소시키는 등 냉동시스템의 성능에 영향을 미친다. 이 연구에서는 단관의 직경의 변화가 냉동시스템 성능에 미치는 영향을 규명하기 위하여 외부공기온도를 35°C로 고정시킨 상태에서 단관의 내경을 1.2mm에서 1.5mm까지 변화시키면서 이들의 변화가 성적계수, 냉동능력 그리고 압축기 동력에 미치는 영향을 규명하여 보았다.

단관의 직경 변화가 성적계수에 미치는 영향을 Fig.11에 도시하였다. 그림에서 보는 바와 같이 관

의 직경이 커짐에 따라 성적계수는 관의 직경이 1.37mm일때까지는 증가하다가 이후 감소함을 알 수 있으며, 이러한 경향은 두 냉매에서 동일하게 나타났다. 단관의 직경이 증가함에 따라 응축압력과 과냉도가 감소하는데 단관의 직경변화가 응축압력 및 과냉도에 미치는 영향을 Fig.12에 나타내었다. 이러한 응축압력 및 과냉도의 감소는 냉동시스템 효율에 서로 역으로 작용한다. 즉, 응축압력의 감소는 압축기의 소요동력을 그만큼 감소하게 하며, 동시에 압축기의 체적효율을 크게하기 때문에 냉동시스템의 효율을 증가시킨다. 다시 말하면 단관의 직경이 커질수록 압축기의 소요동력은 감소하는 것이다. 그러나 과냉도가 감소할수록 단관에서의 냉매 질량유량 뿐만 아니라 단위질량당 냉동능력을 의미하는 냉동효과(refrigeration effect)도 감소시킨다. 그러므로 냉매질량유량과 냉동효과의 곱으로 정의되는 냉동능력이 감소하기 때문에 시스템의 효율은 감소한다. 그러므로 Fig.11에서 보는바와 같이 냉동시스템 효율은 단관의 직경이 증가함에 따라 최고점에 도달한 후 다시 감소하는 것이다. 그리고 HFC-134a가 CFC-12에 비하여 동일한 단관의 직경인 경우에 최대 2.91%(단관의 직경이 1.37mm 일때)정도 증가하였으며, 나머지 직경에 대해서는 약 2.3% 정도 더 크게 나타났다. 그러므로 이러한 성적계수의 변화를 고려하였을때, 외부 공기온도의 변화가 냉동시스템의 성능에 미치는 영향(Fig.5 참조)이 단관 직경의 변화가 미치는 영향보다 이 연구의 인자 범위내에서 보다 더 크다고 할 수 있다.

Fig.13은 이러한 관점에서 단관의 직경변화에 따른 두 냉매에 대한 냉동시스템의 능력(capacity)를 도시한 것이다. Fig.13에서 보는 바와 같이 냉동능력 역시 Fig.11(성적계수)과 동일한 경향을 보이고 있다. 즉, 냉동능력은 모든 냉매에 대하여 단관 직경이 커질수록 증가하다가 감소한다. 그리고 HFC-134a는 모든 경우에 CFC-12에 비하여 냉동능력이 높게 나타나며 그 차이는 약 4.1% 정도이다. 그리고 Fig.11에서 언급하였듯이 성적계수는 약 2.3% 정도 HFC-134a가 높게 나타났는데 이러한 현상을 종합하여 볼 때, 식(23)에서 알 수 있듯이 단관의 직경변화의 관점에서 보면, 냉동시스템의 성적계수를 지배하는 것은 압축기 소요동

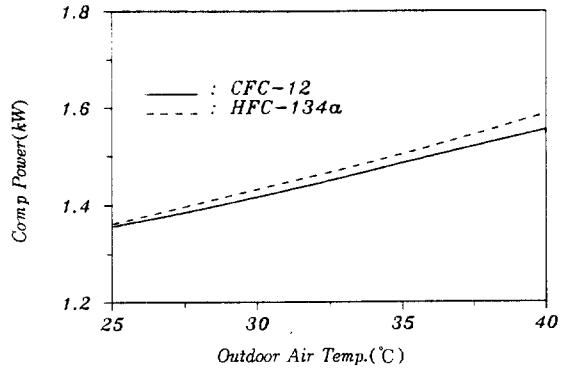


Fig.9 Compressor power of the refrigeration system according to the outdoor air temperature

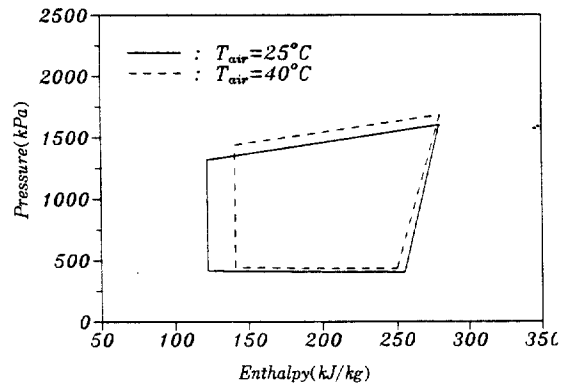


Fig.10 Pressure-enthalpy diagram of the refrigeration system according to the outdoor air temperature for HFC-134a

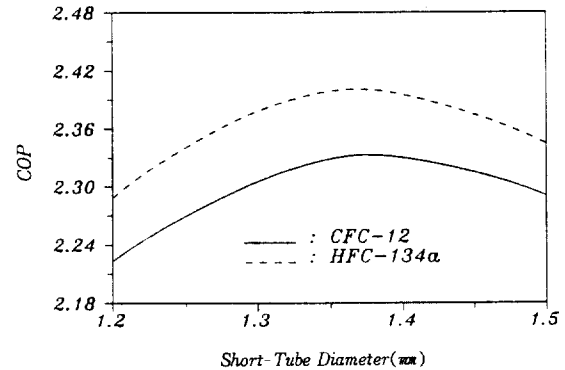


Fig.11 Coefficient of performance of the refrigeration system as the capillary tube diameter variation

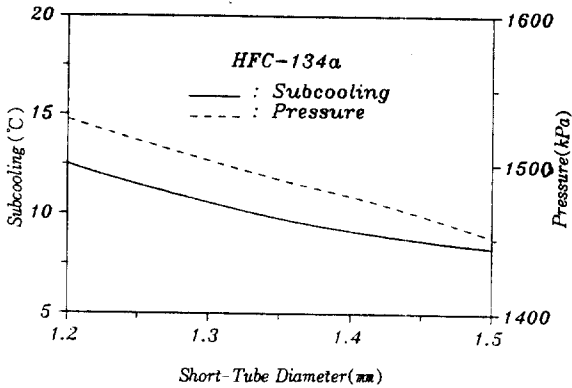


Fig.12 Condensing pressure and subcooling according to the short-tube diameter variation at $T_{av}=35^{\circ}\text{C}$

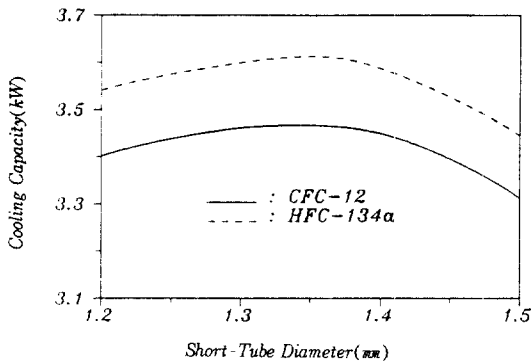


Fig.13 Cooling capacity of the refrigeration system according to the short-tube diameter variation

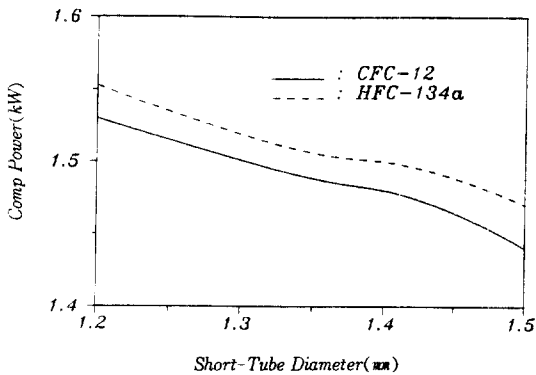


Fig.14 Compressor power of the refrigeration system according to the short-tube diameter variation

력의 감소보다는 냉동능력의 증가임을 추측할 수 있다.

Fig.14는 단관의 직경변화에 대한 압축기 소요 동력을 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와같이 HFC-134a 및 CFC-12인 모든 경우, 단관의 직경이 증가함에 따라 응축압력, 즉 압축기 토출압력이 감소하므로 압축기 출구의 엔탈피가 감소하게 된다. 그러므로 압축기 소요동력은 감소하게 되며, HFC-134a의 압축기 소요동력은 CFC-12를 사용한 경우보다 냉매의 물성치 차이로 인하여 이 연구의 단관의 직경 범위에 대하여 약 1.3%정도 더 요구됨을 알 수 있다.

5. 결 론

복잡한 형상을 지닌 공기냉각방식 핀-관 열교환기, 스크롤압축기, 단관 그리고 보조부품을 포함한 냉동시스템에서 외부공기온도와 단관의 직경변화가 냉동시스템의 성능에 미치는 영향을 냉매가 CFC-12와 HFC-134a인 경우에 대하여 수치적인 방법을 통하여 서로 비교·분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 공기냉각방식 핀-관 열교환기, 스크롤압축기, 단관 그리고 흡입 및 토출관 등의 보조부품 모델링 및 각각의 성능해석을 통하여 냉매 변화 및 작동조건 변화에 대한 냉동시스템 성능을 예측할 수 있었다.
- 2) 냉매질량유량은 외부공기온도의 증가에 따라 감소하였으며, HFC-134a의 질량유량은 CFC-12보다 약 25% 적다.
- 3) 단관 직경의 증가는 응축압력을 감소시키며 동시에 응축기 출구에서의 과냉도를 감소시켰다. 이로 인하여 압축기 소요동력은 감소하지만 과냉도의 감소로 인하여 시스템의 성능은 감소하였다. 이 연구의 인자범위내에서 단관의 직경이 1.37mm 일때 최고의 냉동시스템 성능을 보였다.
- 4) 이상의 결과에 대한 경향은 HFC-134a와 CFC-12 모두 동일하였으며, HFC-134a가 CFC-12에 비하여 냉동시스템 성능은 약 3.16% 정도 더 크게 나타났으며 외부공기온도가 낮을수록 그 차이는 더 컸다.

- 5) 이 연구에서 얻은 모든 데이터는 실제 실험 시 기초적인 자료로 활용되리라 여겨진다.

참 고 문 헌

1. Molina, M. J. and Rowland, F. S., 1974, "Stratospheric Sink for Chlorofluro-methanes; Chlorine Atom Catalyzed Destruction of Ozone", *Nature*, Vol. 249, pp. 810-812
2. Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, 1987, Final Act., UNEP
3. Miller, C. C. and Glickman, L. R., 1976, "Improving Heat Pump Performance via Capacity Control Analysis and Test", Report No. 24525--96, Heat Transfer Laboratory, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, 1976
4. Ellision, R. D. and Creswick, F. A., 1978, "A Computer Simulation of SReady-State Performance of Air-to-Air Heat Pumps", Oak Ridge National Labortary, Oak Ridge, Tennessee
5. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, *ASHRAE Guide and Data Book, Equipment Volume*, New York, 1979
6. Domanski, P., 1982, "Computer modeling and Prediction of Performance of an Air Source Heat Pump with a Capillary Tube", Ph. D Thesis, The Catholic University of America, Washington, D. C.
7. Morishita, E. et al., 1984, "Scroll Compressor Analytical Model", Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 487~495
8. Tojo, K. et al., 1986, "Computer Modeling of Scroll Compressor with Self Adjusting Back-Pressure Mechanism", Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 872~885
9. Yanagisawa, T. et al., 1990, "Optimum Operation Pressure Ratio for Scroll Compressor", Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 425~433
10. 박희용, 박경우, 박용일, 1993, "R12, R134a 및 R22를 사용한 무급유식 스크롤 압축기 성능비교", 공기조화·냉동공학회 논문집, 제5권, 제4호, pp. 306~317
11. Piao, C., Sato, H. and Watanabe, K., 1991, "Thermodynamic Charts, Tables, and Equations for Refrigerant HFC-134a", *ASHRAE Trans.*, Vol.99, Part 2, pp. 268~284
12. Dowing, R. C., "Refrigerant Equations", *ASHRAE No.2313*
13. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, *Compact Heat Exchangers*, 3rd Ed., Mcgraw-Hill Book Company, New York
14. Domanski, P. A., 1991, "Simulation of an Evaporator with Nonuniform One-Dimensional Air Distribution", *ASHRAE Trans*, Vol.98, Part1, pp. 793~802
15. 박희용, 박경우, 차재병, 1993, "CFC 대체냉매를 사용한 핀-관 열교환기 성능 해석", 대한기계학회 논문집, 제17권, 제9호, pp. 2358~2372
16. Hiller, C. C., 1976, *Improving Heat Pump Performance via Compressor Capacity Control - Analysis and Test*. Cambride : M. I. T.
17. Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986, "A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol.29, No.3, pp. 351~358
18. Nitheanandan, T., Soliman, H. M. and Chant, R. E., 1991, "A Proposed Approach for Correlating Heat Transfer During Condensation Inside Tubes", *ASHRAE Transactions*, Vol.99, Part 2, pp.230~241
19. Soliman, H. M., 1986 "Correlation of Mist-to-Annular Transition During Condensation and Its Influence on the Heat Transfer Mechanism", *Int. J. of Multiphase Flow*,

- Vol.12, pp. 277~288
20. Shah, M. M., 1981, "Heat Transfer During Film Condensation in Tubes and Annuli : A Review of the Literature", ASHRAE Transaction, Vol.87, Part 1, pp. 1086~1105
 21. Rosson, H. F., and Myers, J. A., 1965, "Point Value of Condensing Film Coefficients Inside a Horizontal Pipes", Chemical Engineering Progress symposium Series, vol.61, No.59, pp. 190~199
 22. Webb, R. L., 1990, "Air-Side Heat Transfer Correlations for Flat and Wavy Plate Fin-and-Tube Geometries", ASHRAE Trans., Part1, Vol. 96, pp. 445~449
 23. Wood, R. A., Sheffield, J. W. and Sauer, Jr. H. T., 1991, "Thermal Contact Conductance of Finned Tube; A Generalize Correlation", ASHRAE Transaction, No. 3103(RP-446)
 24. Pierre, B., 1964, "Flow Resistance with Boiling Refrigerants", ASHRAE Journal, September
 25. Turaga, M., Lin, S. and Fazio, P. P., 1988, "Correlations for Heat Transfer and Pressure Drop Factors for Direct Expansion Air Cooling and Dehumidifying Coils", ASHRAE Transaction, Vol. 88, Part2, pp. 616~630
 26. ASME, 1971, *Fluid Meters-Their Theory and Application*, 6th-Ed., pp. 47~62
 27. Aaron, D. A. and Domanski, P. A., 1990, "Experimentation, Analysis, and Correlation of Refrigerant-22 Flow Through Short Tube Restrictors," ASHRAE Transaction, Vol.96, Part 2, pp. 729~742
 28. McAdames, W. H., 1942, *Heat Transmission*, 2nd Ed, McGraw Hill
 29. Crown, S. W., Shaprio, H. N. and Pate, M. B., 1992, "A Comparison Study of the Thermal Performance of R12 and R134a", International Refrigeration Conference, Vol.1, pp. 187~196, July 14~17, Purdue University, Indiana, USA
 30. Carrier Corp., 1986, "Carrier Installation and Start-up Instructions for Air-Cooled Condensing Units, from 38EN-5SI, Table 4, Syracuse, NY
 31. Suefuji, K., Shiibayashi, M. and Tojo, K., 1992, "Performance Analysis of Hermetic Scroll Compressors", Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 75~84