

R22의 대체냉매를 사용한 공기조화기의 성능 시뮬레이션 Cycle Simulation of the Air-Conditioner Using Alternatives to R22

장 세 동*, 노 승 탁**,
S. D. Chang, S. T. Ro,

Key words : Cycle simulation(성능시뮬레이션), Air-conditioner(공기조화기), Alternatives to R22(R22의 대체냉매), Cooling capacity(냉방용량), COP(성능계수)

Abstract

Cycle simulation of the air-conditioner was carried out using a number of candidate alternatives to R22 ; R32/R125/R134a(30/10/60, by mass percent), R32/R125/R134a(10/70/20), R32/R134a(25/75), R32/R134a(30/70), R32/R125(60/40), R290(propane) and R134a. In this study, we considered only the basic parts of the air-conditioner such as the compressor, the evaporator, the condenser and the capillary tube, for the purpose of analysis. The performance characteristics of alternatives considered here were examined by comparing with the case using R22 at the constant volumetric flow rate condition.

The results of our analysis revealed that the use of refrigerant mixtures, R32/R134a(30/70) and R32/R125/R134a(30/10/60), was appropriate for the alternatives to R22 in view of the cooling capacity and the COP. For the case of using R134a and R290, the COP was observed to increase under the same volumetric flow rate condition, but the cooling capacity was substantially decreased. Therefore the use of R134a and R290 should be accompanied with increasing considerably the size of compressor in order to maintain the same cooling capacity of R22.

기 호 설 명

COP : 성능계수
 C_L : 누설수정계수
 h : 엔탈피[kJ/kg]
 m : 압축기의 극간체적비
 \dot{m} : 냉매의 질량유량[kg/s]
 n : 폴리트로프 지수
 P : 압력[kPa]
 PR : 압력비
 \dot{Q} : 열전달량[kW]
 T : 온도[°C]
 ΔT_{LM} : 로그평균온도차[°C]
 ΔT_{sub} : 과냉도[°C]
 ΔT_{sup} : 과열도[°C]

UA : 열관류율 \times 열교환면적[kW/°C]
 VCR : 냉매의 단위체적당의 열량[kJ/m³]
 \dot{V}_{comp} : 압축기의 배제체적유량[m³/s]
 v : 비체적[m³/kg]

회람문자

γ : 등엔트로피 지수
 η_p : 폴리트로프 효율
 η_v : 체적효율

하첨자

1, 11, 2, 22, 3, 33, 4 : 사이클의 각 상태점
 c : 응축기
 cal : 계산값
 e : 증발기
 $given$: 주어진 값
 i : 입구

*정회원, 서울대학교 대학원 기계공학과

**정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

- L : 냉방
- o : 출구
- R22 : R22를 사용하는 경우의 값
- w : 2차유체

1. 서 론

냉동, 공조산업 및 여러산업분야에서 사용되어 오던 CFC(chlorofluorocarbon)는 오존층파괴와 지구온난화의 원인이 되는 물질로 판명됨에 따라 그 생산과 사용이 규제되고 있으며, 최근에는 오존층 파괴 정도가 CFC보다는 작은 HCFC(hydrochlorofluorocarbon)에 대해서도 규제의 움직임이 일고 있다. 따라서 열펌프 및 공기조화기(air-conditioner) 등의 냉매로 사용되어 오던 HCFC계열의 냉매인 R22의 대체냉매에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다. ^{(1),(2)}

이러한 대체냉매는 기존의 냉매와 열역학적, 화학적 성질등이 유사하여야 하며, 안전성을 고려하여 독성과 가연성등이 없어야 하는데, 이 중 열역학적 성질만을 고려해 볼 때, 새로운 순수냉매중에서 기존에 사용하던 냉매의 열역학적 성질에 부합되는 대체냉매를 찾기에는 어려움이 많이 따르므로 2성분, 혹은 다성분혼합물을 사용하는 경우도 많이 있다. R22의 경우에도 순수냉매 뿐만아니라 여러 가지 혼합냉매가 대체냉매로서 거론되고 있다. ⁽¹⁾ 이와 같이 순수냉매 또는 혼합냉매를 사용하여 기존의 냉매를 대체하는 경우, 이들 냉매를 사용하는 시스템의 성능을 비교해 가장 적합한 대체냉매를 찾는 일이 필요하다. 시스템의 성능을 비교하기 위한 방법에는 실험을 통한 방법과 성능시뮬레이션을 통한 방법으로 크게 나눌 수 있으며, 여러냉매들을 사용하여 그 성능을 비교하는데에는 경제적, 시간적인 면에서 성능시뮬레이션의 방법이 유리하다고 할 수 있다. 이러한 성능시뮬레이션의 방법에는 가장 기본적으로는 외부조건 즉 2차유체의 영향은 고려하지 않고 대체냉매의 열역학적 성질만을 고려하여 성능시뮬레이션을 하는 방법, 외부조건은 고려하지만 사이클의 각 과정을 열역학과 열전달의 기본법칙으로만 이상적으로 모델화 하여 성능시뮬레이션을 하는 방법, 외부조건은 물론이고 시스템 구성요소를 보다 실질적으로 모델화하여 성능시뮬레이션을 하는 방법 등이 있다. 본 연구에서는 공기

조화기를 위의 세번째 방법에 의하여 모델화 시켰고, R22의 대체냉매로 거론되고 있는 순수냉매와 혼합냉매들의 대체냉매로서의 타당성을 알아보기 위하여 성능시뮬레이션을 통한 성능비교를 하였다.

2. 공기조화기의 모델화

공기조화기는 압축기, 응축기, 증발기 그리고 압력팽창장치등 4개의 기본부품외에 응축기팬, 증발기팬, 수액기(liquid receiver), 어큐뮬레이터(accumulator) 및 흡입관(suction line)과 액관(liquid line)등으로 구성되어 있다. 그러나 공기조화기의 성능에 큰 영향을 끼치는 4개의 기본부품만을 고려하여 공기조화기 사이클의 개략도를 압력-엔탈피 선도에 나타내면 Fig. 1과 같으며, 1-2 압축과정, 2-3 응축과정, 3-4 압력팽창과정 그리고 4-1 증발과정만으로 나타낼 수 있다. 본 연구에서는 위의 네과정만을 다음과 같이 모델화하여 냉방 양식의 성능시뮬레이션을 행하였다.

우선 압축과정 동안의 에너지 변화량을 계산하기 위해서 폴리트로프 효율을 고려하여 압축과정을 해석하였다. 즉 압축기 입구의 상태와 압축비를 안다면 다음식으로부터 압축기 출구의 엔탈피를 구할 수 있다. ⁽³⁾

$$h_2 = h_1 + \frac{n}{n-1} P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \tag{1}$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{(\gamma-1)/\eta_p}{\gamma} \tag{2}$$

여기서 $h, n, P, v, \gamma, \eta_p$ 는 각각 엔탈피, 폴리트

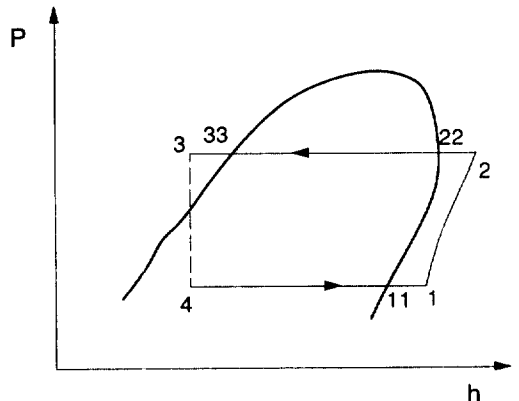


Fig. 1 Pressure-enthalpy diagram of the air-conditioning system

로프 지수, 압력, 비체적, 등엔트로피 지수, 폴리트로프 효율을 나타내며 하첨자 1과 2는 압축기 입구와 출구를 나타낸다. 그리고 압축기를 지나는 질량유량, \dot{m}_2 는 체적효율을 식(4)와 같이 압축비와 극간체적비의 함수로 나타내어 식(3)과 같이 계산하였다.⁽⁴⁾

$$\dot{m}_2 = \eta_v \cdot \dot{V}_{comp} / v_1 \quad (3)$$

$$\eta_v = C_L \left\{ 1 - m \left[(P_2/P_1)^{1/n} - 1 \right] \right\} \quad (4)$$

여기서 η_v 는 체적효율을, \dot{V}_{comp} 은 압축기의 배제체적에 압축기의 회전속도를 곱하여 구한 배제체적유량을 나타내며, C_L 과 m 은 누설수정계수와 압축기의 극간체적비로서 본 연구에서는 0.96과 0.04⁽⁵⁾의 상수로 취급하였다.

증발기와 응축기는 압력손실과 열손실이 없는 열교환기로 가정하였고, 증발기와 응축기의 UA값을 상수로 가정하였다. 즉 혼합냉매의 경우 일반적으로 U값이 감소한다고 알려져 있지만⁽⁶⁾ 열교환면적 A를 증가시키면 증발기와 응축기의 UA값을 일정하게 유지시킬 수 있으므로 위와 같은 가정을 하였다. 증발기와 응축기에서의 UA값은 열전달량과 로그평균온도차를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.⁽⁷⁾

$$UA = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{LM}} \quad (5)$$

여기서 \dot{Q} 과 ΔT_{LM} 은 증발기와 응축기에서의 열전달량과 로그평균온도차를 나타내며, 열전달량은 냉매의 질량유량과 입구와 출구에서의 엔탈피차의 곱으로 구할 수 있다.

가정용 냉장고 및 소형공기조화기등에서는 주로 모세관이 압력팽창장치의 역할을 하고 있으므로 본 연구에서는 압력팽창장치로 모세관을 택하였다. 대부분의 경우에 모세관 입구에서의 냉매는 과냉액체 상태이지만 모세관을 따라 압력이 감소하면서 2상류유동의 형태로 바뀌어 출구에서는 2상류상태에 있게된다. 따라서 모세관내의 냉매의 유동은 해석하기 복잡한 형태를 하고 있다. 하지만 모세관 출구를 초크되었다고 가정하면 모세관을 지나는 냉매의 유량은 모세관 입구에서의 압력(냉매의 응축압력)과 과냉도, 그리고 모세관의 지름과 길이의 함수로 나타낼 수 있다.⁽⁸⁾ 본 연구에서는 위와 같은 가정을 하여, ASHRAE의 그래프⁽⁸⁾를 곡선피팅해서 모세관을 지나는 냉매의 유량, \dot{m}_3 을 구하였다.

3. 시스템의 성능비교

3.1 성능시뮬레이션 방법

성능시뮬레이션은 Fig. 2의 순서도에 나타낸 순서에 의해 행하였고, 이 때 주어진 조건은 2차유체의 응축기와 증발기에서의 입출구 온도, 응축기와 증발기에서의 UA값, 증발기 출구에서의 과열도, 모세관의 직경과 길이, 그리고 체적유량과 압축기의 폴리트로프 효율로서 그 값들은 Table 1과 같다. 순서도에 나타난 하첨자의 숫자는 Fig. 1에 나타낸 상태점을 표시한다.

본 연구에서는 각 상태점의 수렴조건으로 응축기와 증발기에서의 UA값과 냉매의 질량유량을 선택하였다. 즉 각 상태점들을 주어진 조건과 일치하도록 반복계산에 의하여 구하였다. 그 과정을 설명하면 다음과 같다.

우선 증발기 출구의 상태는 증발압력에서의 포화 온도(혼합냉매인 경우는 증발완료점의 온도)인 T_{11} 과 과열도(본 연구에서는 5°C)에 의해 정하여진다. 이 때 증발압력은 증발기에서의 UA값이 주어진 조건과 같아지도록 Secant방법을 사용하여 찾았다.

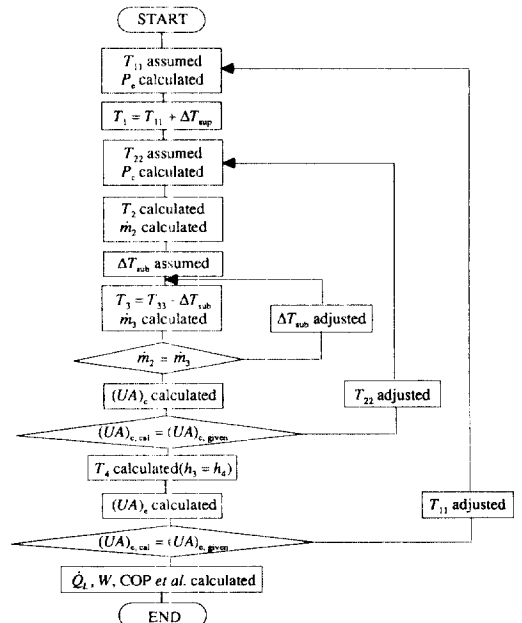


Fig. 2 Flow chart for the simulation of the air-conditioning system

Table 1 The condition of cycle simulations in this study

Variables	Values
T_{wci}	30°C
T_{wco}	40°C
T_{wei}	15°C
T_{weo}	5°C
$(UA)_c$	0.24 kW/°C
$(UA)_e$	0.2 kW/°C
ΔT_{sup}	5°C
ID	1.7 mm
L	4500 mm
\dot{V}_{comp}	0.00056 m ³ /s
η_p	0.7

압축기 출구의 상태는 응축압력과 압축기 입구의 상태가 정해지면 식(1)에 의해서 정하여 진다. 이때 압축기를 지나는 냉매의 질량유량을 식(3)에 의해 구할 수 있다. 응축압력은 증발기와 마찬가지로 응축기에서의 UA 값이 주어진 조건과 동일하도록 Secant 방법을 사용하여 구하였다.

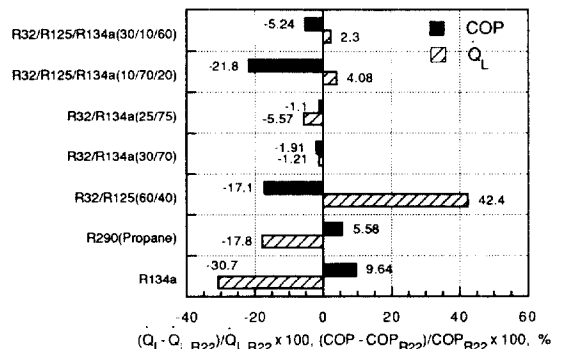
공기조화기나 냉동장치에 있어서 모세관은 압력을 떨어뜨리는 역할이외에도 냉매 유량을 조절하는 역할을 한다. 예를 들어 압축기를 지나는 냉매의 질량유량, \dot{m}_2 보다 모세관을 지나는 질량유량, \dot{m}_3 가 작은 경우에는 응축기에 냉매가 계속해서 누적되어 응축압력이 상승하게 된다. 따라서 모세관을 지나는 유량은 증가하고 압축기를 지나는 냉매의 유량은 감소하게 되어 응축압력은 평형상태를 찾아가게 된다.⁽⁴⁾ 그러나 응축압력이 고정되어 있고 증발압력이 초크를 일으킬 만큼 낮은 경우에, 모세관을 지나는 유량이 증가하여 압축기를 지나는 유량과 평형을 이루려면 과냉도가 증가하여야 한다.⁽⁸⁾ 본 연구에서는 \dot{m}_3 가 \dot{m}_2 와 같은 값을 가지도록 과냉도를 Regular-falsi 방법을 사용하여 구하였다.

위와 같은 방법을 이용하여 R22의 대체냉매로 거론되고 있는 냉매와 혼합냉매들⁽¹⁾중에서, 순수냉매로는 R134a와 R290(프로판)을, 2성분 혼합냉매로는 R32/R134a(25/75, 질량비), R32/R134a(30/

70), R32/R125(60/40)를 3성분 혼합냉매로는 R32/R125/R134a(30/10/60), R32/R125/R134a(10/70/20)를 택하여 이 냉매들을 사용하는 공기조화기의 성능시뮬레이션을 하였다. 이 때 냉매들의 열역학적 물성치는 수정된 Carnahan-Starling 상태방정식⁽⁹⁾을 사용하여 계산하였다.

3.2 결 과

공기조화기의 성능을 나타내는 중요한 지표는 냉방용량과 성능계수라고 할 수 있다. Fig. 3에 각각의 대체냉매를 사용하는 시스템의 냉방용량과 성능계수를 R22를 사용할 경우의 값과 비교하여 나타내었다. R134a, R290를 사용하는 경우 성능계수는 약 10%와 6%정도 증가하지만 냉방용량은 약 30%와 18%정도 각각 감소하였다. 이 때 압축기의 크기와 회전속도를 일정하게 고정시켰으므로 체적유량이 일정하며 R134a와 R290의 경우 냉방용량이 증가하는 것은 Fig. 4에 나타난 각 냉매들의 VCR에서 예측할 수 있다. 즉 VCR의 값을 비교해 보면 R22보다 R290이 작고, 그보다 R134a의 값이 작으므로 냉매의 체적유량이 일정할 경우 냉방용량은 감소하게 된다. R32/R125(60/40)의 경우 냉방용량이 약 40%증가하는 반면 그 이외의 혼합냉매들은 $\pm 6\%$ 이내에서 R22를 사용하는 경우의 냉방용량과 같은 값을 가진다. 이는 혼합물로서 대체냉매를 고려할 때 Fig. 4에서 볼 수 있듯이 R22보다 VCR이 큰 냉매와 작은냉매를 조합하여 VCR이 R22와 유사한 값을 가지도록 하였기 때문이다. 따라서 기존의 시스템에 대체냉매를 사용하는 경우 냉방용량과 성능계수면에서 볼 때 R32/R134a(30/70)의 혼합냉매가 R22의 대체냉매로서 가장 적합

**Fig. 3** The relative cooling capacity and COP at the constant volumetric flow rate condition

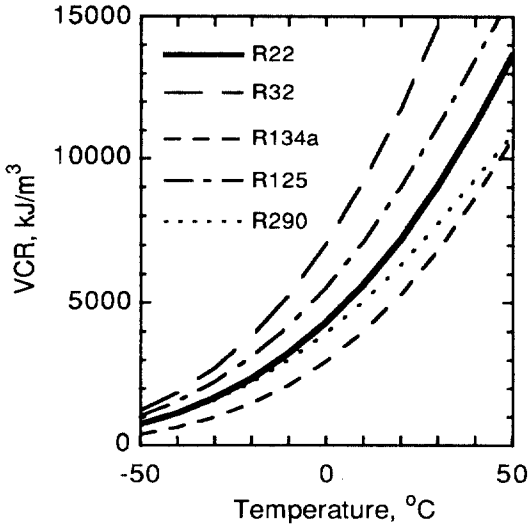


Fig. 4 Comparison of the VCR of several refrigerants

하다. 이는 R32/R134a의 VCR이 R22의 VCR과 동일해지는 질량분비가 30:70⁽¹⁰⁾이므로 동일한 압축기를 사용하여 체적유량이 일정한 경우에 R22의 냉방용량과 거의 같은 값을 가지기 때문이다. R32/R125a(60/40)의 경우 R22의 냉방용량과 많은 차이가 나지만 R22의 대체 혼합냉매로 거론되는 이유는 azeotropic 혼합물로서 마치 순수냉매처럼 사용할 수 있는 잇점이 있기 때문이다.

Fig. 5에는 각각의 대체냉매들의 질량유량을 R22의 질량유량과 비교하여 나타내었다. R32/R125/R134a(30/10/60)의 경우 냉방용량은 증가하나 질량유량은 조금 감소하는 것을 제외하면, 대개의 경우 냉방용량의 경향과 일치하여 R22의 냉방용량보다 냉방용량이 큰 냉매들이 질량유량도 R22의 질량유량보다 크게 나타났다. 따라서 대체냉매들을 사용하는 공기조화기의 냉방용량을 R22를 사용하는 경우와 같은 값으로 만들기 위해서는 체적유량을 변화시켜 질량유량을 조절하여야 한다. 체적유량은 압축기의 배체체적 및 회전속도에 따라 변화하므로 압축기의 배체체적이나 회전속도를 변화시켜 냉매의 체적유량을 변화시킬 수 있다. 이처럼 냉방용량을 R22와 동일하게 유지하기 위한 체적유량의 상대적 변화량을 Fig. 6에 나타내었다. R32/R125/R134a(30/10/60), R32/R125/R134a(10/70/20), R32/R134a(25/75), R32/R134a(30/70)의 경우 최대 약 9%정도의 체적유량 변화로 R22의 냉

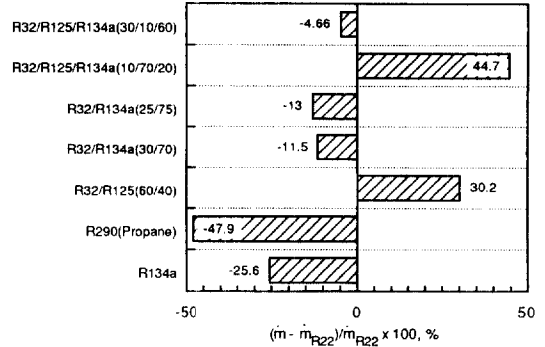


Fig. 5 The relative mass flow rate of refrigerants at the constant volumetric flow rate condition

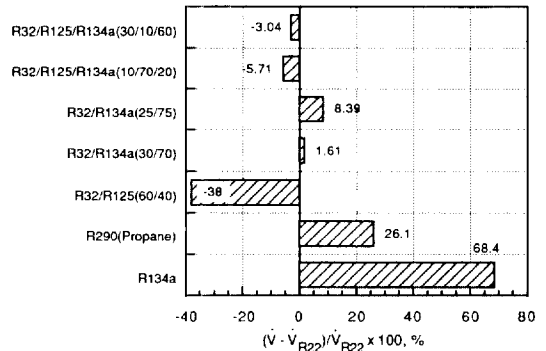


Fig. 6 The relative volumetric flow rate of refrigerants at the constant cooling capacity condition

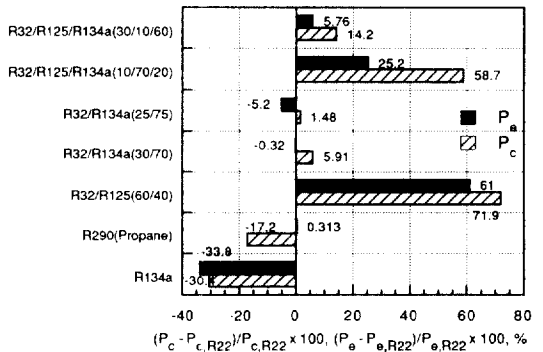


Fig. 7 The relative condensing and evaporation pressure at the constant volumetric flow rate condition

방용량과 동일한 냉방용량을 얻을 수 있는 반면 R32/R125(60/40), R290, R134a를 R22의 대체냉매로 사용할 경우 약 -40%에서 약 70%까지 체적유

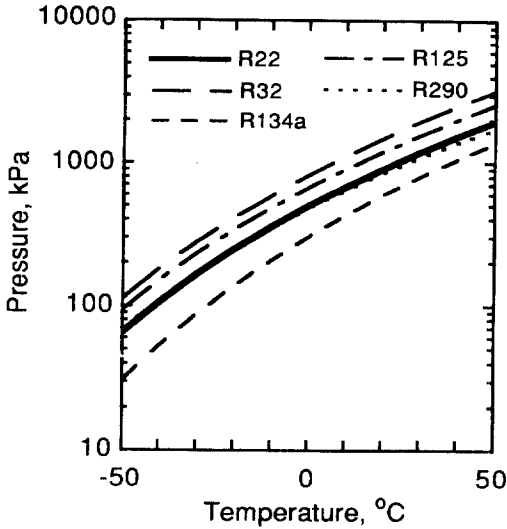


Fig. 8 Comparison of the vapor pressure of several refrigerants

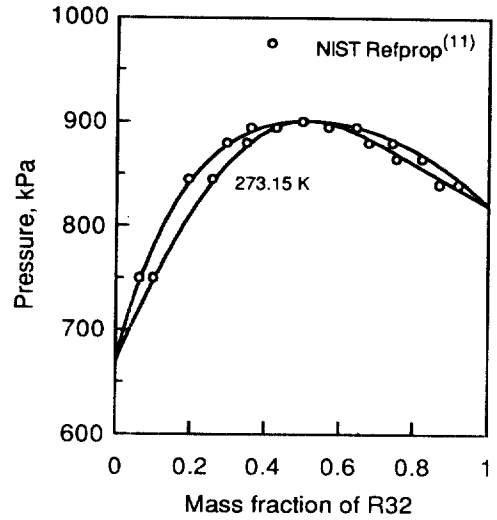


Fig. 9 Vapor liquid equilibrium for R32/R125

량이 변화하여야 하며, 따라서 압축기의 커다란 변화가 요구된다.

Fig. 7에는 각각의 냉매에 대한 증발압력과 응축압력을 나타내었다. R134a를 사용하는 경우 R22를 사용하는 경우보다 증발압력과 응축압력이 모두 약 30% 정도 낮아지며, R290은 증발압력은 R22와 거의 같으나, 응축압력은 조금 낮아진다. 이와 같은 경향은 Fig. 8에 나타난 포화압력에서 쉽게 예측할 수 있다. R32/R125(60/40)의 경우 Fig. 9에서 볼 수 있듯이 azeotropic 혼합물로 포화압력이 R32와 R125 순수냉매의 경우보다 높아지므로 응축압력과 증발압력은 R22보다 상당히 높아진다. R32/R125/R134a(10/70/20)의 경우도 R32와 R125의 질량성분비가 크므로 응축압력과 증발압력이 상당히 높아진다. 따라서 R32/R125(60/40)와 R32/R125/R134a(10/70/20)를 R22의 대체로 사용하는 경우 압축기에서의 고압으로 인한 설계변경이 필요하다고 생각한다. Fig. 10에는 응축압력과 증발압력의 비인 압축비를 각각의 냉매에 대하여 R22를 사용하는 경우와 비교하여 나타내었다. R290의 경우 저온에서는 R22보다 포화압력이 높고, 고온에서는 포화압력이 낮으므로 압축비는 작아지는 반면 R32/R125/R134a(10/70/20)의 경우에는 R22보다 압축비가 커진다. 압축비가 커지면 압축일이 증가하게 되므로 압축비가 큰 냉매들은 성능계수가 낮아지며 이는 Fig. 3의 결과와 비교해 보면 일치함

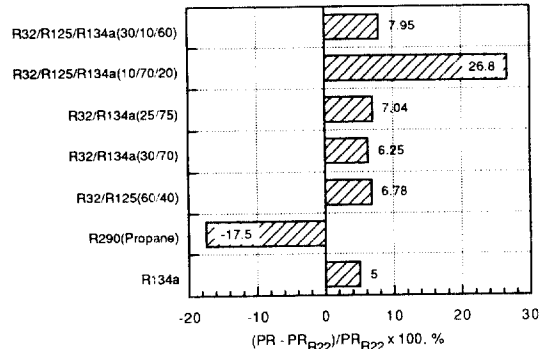


Fig. 10 The relative pressure ratio at the constant volumetric flow rate condition

을 알 수 있다. 그 이외의 냉매들은 R22의 압축비와 유사한 값을 가지는 것을 알 수 있다.

4. 결론

공기조화기의 기본 구성부품들을 열역학적으로 모델화하였고, 성능시뮬레이션을 통해 R22의 대체 냉매를 사용하는 공기조화기의 성능을 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

R22에 사용되던 기존의 압축기를 사용하는 시스템에 대체냉매를 사용할 경우, 냉방용량 및 성능면에서 보면 R32/R134a(30/70)와 R32/R125/R134a(30/10/60)가 가장 적절한 대체냉매이며, 순수냉매

인 R134a와 R290(프로판)은 성능계수는 증가하나 냉방용량은 상당히 떨어진다.

냉방용량은 R32/R125/R134a(30/10/60)를 제외하면 냉매의 질량유량에 비례하며, 압축기의 크기를 변화시켜 냉방용량을 R22의 경우와 같은 값으로 만들 때 R134a의 경우에는 압축기의 크기가 기존의 압축기보다 상당히 커져야 하므로 순수냉매인 R134a로서 R22를 대체하기에는 어려움이 많으며, 순수냉매를 사용한다면 오히려 R290이나 azeotropic 혼합물인 R32/R125(60/40)가 대체냉매로서 유리하다.

압축비는 R134a를 제외하고는 성능계수와 반비례의 경향을 보이며, R290과 R32/R125/R134a(10/70/20)을 제외하고는 R22의 압축비와 유사함을 알았다.

참고 문헌

- (1) ARI, 1992, "Participants's Handbook: R-22 alternative refrigerants evaluation program," Air-conditioning and Refrigeration Institute, U. S. A.
- (2) Domanski, P. A. and Didion, D. A., 1993, "Thermodynamic evaluation of R-22 alternative refrigerants and refrigerant mixtures," *ASHRAE Trans.*, Vol. 99, Part 2(to be published).
- (3) 大橋秀雄 저, 강신형 역, 1986, 유체기계, 제1장, 회중당.
- (4) Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1982, *Refrigeration & Air conditioning*, 2nd ed., Chap. 11, McGraw-hill Book Company.
- (5) Domanski, P. A. and McLinden, M. O., 1992, "A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures," *Int. J. Refrig.*, Vol. 15, No. 2, pp. 81~88.
- (6) Carey, V. P., 1992, *LIQUID-VAPOR PHASE-CHANGE PHENOMENA*, Chap. 13, Hemisphere Publishing Corp.
- (7) Incropera, F. P. and De Witt, D. P., 1981, *Fundamentals of Heat Transfer*, Chap. 11, John Wiley & Sons.
- (8) Parsons, R. A., 1988, *ASHRAE Handbook Equipment*, Chap. 19, ASHRAE.
- (9) 김민수, 김동섭, 노승탁, 1991, "수정된 Carnahan-Starling 상태방정식을 이용한 혼합냉매의 물성계산," *대한기계학회 논문집*, 제15권, 제6호, pp. 2189~2205.
- (10) 장세동, 신지영, 노승탁, 1993, "R12 및 R22 대체냉매의 열역학적 물성치 및 냉동기의 성능비교," *공기조화·냉동공학논문집*, 제5권, 제1호, pp. 73~83.
- (11) "NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database(REFPROP)," 1991, NIST Standard Reference Database 23.