

〈논 문〉

탄화수소 냉매를 사용한 냉방시스템의 성능 및 열전달특성

장영수* · 김민수** · 노승탁**

(1996년 12월 24일 접수)

Performance and Heat Transfer of an Air Conditioning System Filled with Hydrocarbon Refrigerants

Young Soo Chang, Min Soo Kim and Sung Tack Ro

Key Words : Hydrocarbon(탄화수소), Refrigerant(냉매), Air Conditioner(에어컨디셔너), Cooling Capacity(냉방용량), Coefficient of Performance(성능계수), Condensation Heat Transfer Coefficient(응축 열전달계수), Evaporation Heat Transfer Coefficient(증발 열전달계수)

Abstract

Performance and heat transfer characteristics of an air conditioning system filled with hydrocarbon refrigerants are experimentally investigated. Single component hydrocarbon refrigerants (propane, isobutane, butane and propylene) and binary mixtures of propane/isobutane and propane/butane are considered as working fluids in the air conditioning system. Performances of each refrigerant are obtained at several compressor speeds and temperature levels of secondary heat transfer fluids. The cooling capacity and the coefficient of performance are obtained as test results. Heat transfer data of selected refrigerants are achieved from overall conductance measurement. Average heat transfer coefficients at different mass fluxes are shown and they are also displayed for different heat capacities of the system. Experimental results show that some hydrocarbon refrigerants have better characteristics than R22.

기 호 설 명

COP : 성능계수

C_p : 비열, kJ/kgK

h : 엔탈피 (kJ), 국소 열전달계수, W/m²K

\bar{h} : 평균 열전달계수, W/m²K

h_{fg} : 잠열, kJ/kg

k : 열전도율, W/mK, 비열비

\dot{m} : 질량유량, kg/s

P : 압력, kPa

T : 온도(°C), 압축기 구동토크, kNm

$T_{c,i}$: 응축기 2차유체의 입구온도, °C

v : 비체적, m³/kg

\dot{Q}_e : 냉방용량, kw

\dot{W} : 압축기 소요동력, kw

x : 건도

η_c : 압축기 압축효율

μ : 점성계수, μP

ω : 압축기 회전속도, rad/s

*회원, 서울대학교 대학원 기계공학과

**회원, 서울대학교 기계공학과

하첨자

<i>b</i>	: 2차유체
<i>c</i>	: 응축
<i>ci</i>	: 압축기 입구
<i>co</i>	: 압축기 출구
<i>e</i>	: 증발
<i>g</i>	: 포화기체
<i>i</i>	: 입구
<i>isen</i>	: 등엔트로피 과정
<i>l</i>	: 포화액
<i>o</i>	: 출구
<i>r</i>	: 냉매

1. 서 론

오존층파괴와 지구온난화의 환경문제로 CFC (chlorofluorocarbon) 계열의 냉매뿐만 아니라 상대적으로 오존층 파괴지수가 낮은 HCFC (hydrochlorofluorocarbon) 계열의 냉매들도 생산과 사용을 규제하기에 이르렀다.⁽¹⁾ 특히 기존의 열펌프와 냉동기의 냉매로 널리 사용되어 온 R22를 대체할 수 있는 새로운 물질들의 개발과 이러한 대체냉매들을 사용하는 시스템에 관한 연구가 매우 필요하며, 대체냉매로서 HFC (hydrofluorocarbon) 계열의 냉매를 사용하기 위한 연구가 주로 진행되어 왔다.^(2,3) 이러한 HFC 계열의 냉매가 ODP (ozone depletion potential)가 0이기는 하나, 지구온난화도는 무시 못할 정도이므로 환경문제의 관점에서 이의 사용은 바람직하지 않다. 환경측면에서 가장 확실한 해결책은 합성물질이 아닌 지구상에 존재하는 천연물질을 이용하는 것이다.

자연친화적인 대체냉매로서 고려되고 있는 탄화수소 (hydrocarbon)에는 프로판 (propane), 이소부탄 (isobutane), 부탄 (butane), 퍼플로사이클로부탄 (perfluorocyclobutane), 사이크로프로판 (cyclopropane), 프로필렌 (propylene) 등이 있으며,⁽⁴⁾ 프로판은 R22와 R502의 대체냉매로서 냉동기에 적용하는 것이 고려되고 있다.⁽⁵⁾ 한편 프로판과 이소부탄 또는 부탄과의 혼합물이 냉장고의 대체물로 제안된 바 있고,^(6,7) 탄화수소를 열펌프에 적용시의 성능 및 열전달성능에 대한 연구 결과도 발표된 바 있다.^(8,9) 탄화수소는 천연물질로 오존층을 파괴하지 않으며, 지구 온난화에 미치는 영향이 미미하

다. 인체에 무해하며, 독성이 없고, 화학적으로 안정하며, 현재 가장 많이 사용되고 있는 냉동기유인 광물유 (mineral oil)와 잘 혼합된다. 또한 냉매의 열역학적 성질이 우수하고, 무엇보다도 값이 저렴하며, 재생하지 않아도 되는 장점이 있다.

이러한 탄화수소를 냉매로 사용하는데 가장 큰 문제점은 가연성에 있다. 그러나, 기존의 냉동기들이 밀폐식 압축기를 채용하고 있으므로 누출의 가능성이 적고, 기존 냉매에 비하여 큰 비체적을 가지므로 그 충전량이 줄어들어 위험성이 감소될 수 있다.⁽¹⁰⁾ 따라서 주로 R12를 대체하여 냉동기에 적용하는 연구가 많이 진행되어 왔으며, 유럽을 중심으로 이러한 탄화수소를 사용하는 냉장고가 상용화되고 있는 실정이다.

혼합냉매를 사용하면 증발과정이 진행되며 온도가 상승하고, 응축과정이 진행되며 온도가 하락하는 특성을 지니는데, 이러한 특성으로 2차유체와 냉매와의 온도차를 줄여 주어 시스템의 성능을 향상시킬 수 있다.⁽¹¹⁾ 또한 혼합냉매의 성분을 바꾸어 줌으로써, 압축기의 회전수 변화 없이도 용량조절이 가능하다.

본 연구의 목표는 탄화수소를 사용한 냉방시스템의 성능을 R22를 사용하였을 때와 비교하고, 응축기와 증발기에서의 열전달성능을 파악하는 것이다. 압축기 회전속도와 외기조건에 따른 냉방용량, 성능계수 등의 시스템 성능에 관련된 값들과 응축 및 증발 시의 냉매의 평균 열전달계수를 제시하려고 한다. 대상으로 하는 탄화수소는 프로필렌 (R1270), 프로판 (R290), 이소부탄 (R600a), 부탄 (R600)의 순수물질과 프로판/이소부탄, 프로판/부탄의 성분비가 질량비로 25/75, 50/50, 75/25인 혼합물이다.

2. 실험

2.1 실험장치

실험장치는 냉방시스템의 기본적인 구성 요소로 구성하였고, 개략도를 Fig. 1(a)에 나타내었다. 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기의 기본요소 외에 2차유체의 순환회로, 2차유체의 제어물 위한 각종 제어기기와 압력 및 온도의 계측을 위한 계측장치로 구성되어 있다. Fig. 1(b)에 R290/R600a (50/50)을 사용하는 사이클을 압력-엔탈피 선도에 나타내었다.

대상으로 하는 탄화수소는 비교냉매인 R22와는 물성의 차이가 크다. 대상냉매의 대표적인 물성을 Table 1에 나타내었다. 특히 작동온도에 따른 작동압력의 범위가 다르므로 압축기 배제체적에 따른

냉동용량은 냉매별로 큰 차이를 보인다. 따라서 냉매에 따른 성능비교를 위해서는 압축기의 배제체적의 변화가 가능하여야 한다. 이는 압축기의 회전수를 바꾸어 줌으로써 구현이 가능하다. 본 실험장치

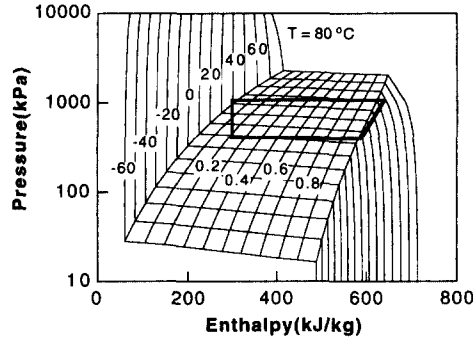
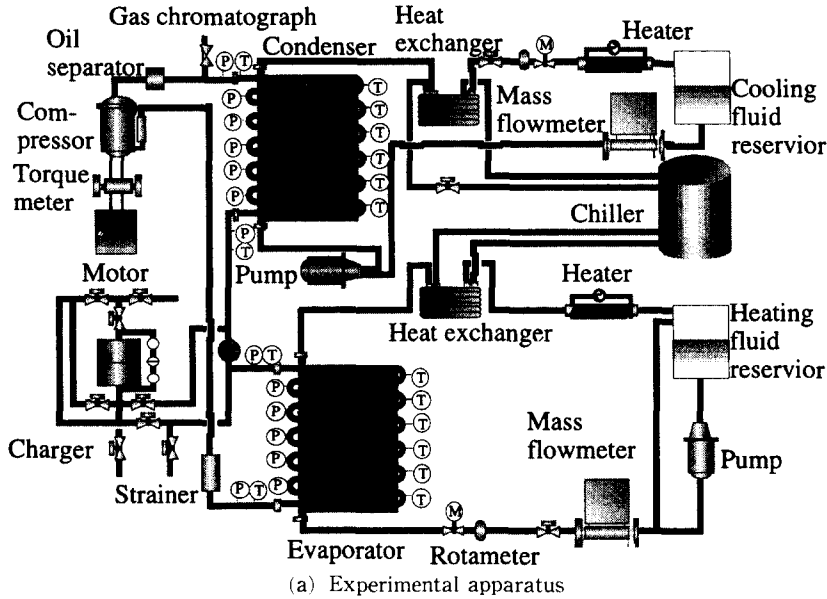


Fig. 1 Schematic diagram of an air conditioning system

Table 1 Thermophysical properties of pure refrigerants at saturated state of 10°C

Refrigerant	P (kPa)	ρ_l (kg/m ³)	ρ_v (kg/m ³)	h_{fg} (kJ/kg)	$C_{p,s}$ (kJ/kgK)	$C_{l,s}$ (kJ/kgK)	k_l (W/m ² K)	μ_l (μ P)
R22	680.9	1247	29.10	194.2	0.8112	0.6120	0.09195	1993
R1270	784.2	527.9	16.89	353.3	1.896	1.434	0.1085	1044
R290	636.5	515.0	13.80	359.9	1.871	1.514	0.1007	1123
R600a	220.1	569.0	5.853	345.8	1.709	1.505	0.1025	1805
R600	148.7	589.6	3.883	376.1	1.707	1.521	0.1132	1819

에서는 압축기의 회전수의 변화가 용이하고, 냉매에 따른 압축기의 성능해석이 용이한 개방형 압축기를 사용하였다. 압축기는 2실린더의 왕복동식이고, 실린더의 직경은 32 mm, 행정은 28 mm이다. 회전수는 500~3000 rpm으로 조절이 가능하며, 냉동유는 기존의 냉매에 사용되어 온 광물유를 그대로 사용하였다. 압축기는 회전수의 조절이 가능한 모터로 구동된다.

응축기와 증발기는 동일한 길이와 크기로 제작하였으며 열전달특성의 관찰이 용이하고, 혼합냉매 사용시의 온도변화특성에 의한 성능향상을 고찰하기 위하여 2중관 대향류로 구성하였다. 내관으로는 냉매가, 외관과 내관 사이의 환상공간으로는 2차유체가 흐르면서 열교환을 한다. 내관은 내경 8 mm, 외경 9.6 mm인 구리관이고, 외관은 내경 13.85mm, 외경 15.85mm의 구리관이다. 총길이는 9.6 m이고, 80 cm인 12개의 직관부가 회전직경 35 mm의 U 관으로 연결되어 있다. 80 cm의 직관부 사이의 냉매의 압력과 온도, 2차유체의 온도의 측정을 위하여 U 관부에서 냉매와 2차유체가 분리되어 단열되었다가, 다음 직관부에서 다시 열교환하게 된다. 2차유체로는 동결방지와 열전달특성의 관찰을 위하여 에틸알콜(ethyl alcohol)을 사용하였다. 각 소구간 사이에서 냉매와 2차유체의 온도를 재기 위한 온도탭(tap)과 압력을 잴 수 있는 압력탭을 설치하였다.

2차유체는 별도의 저장조에 설치된 화학펌프를 사용하여 밀폐회로 내를 순환하게 된다. 응축기 2차유체의 경우 응축기를 지나면서 냉매로부터 열을 얻어 온도가 상승한다. 이를 적절한 낮은 온도의 열원의 유체와 열교환을 거쳐 열을 방출한 다음 컴퓨터로 제어되는 히터로 재가열하여 원하는 2차유체의 온도를 유지한다. 2차유체의 유량은 라인 내에 설치된 바이패스 밸브와 유량조절용 밸브를 조절해 원하는 유량으로 유지하도록 하였다. 증발기 2차유체의 경우는 증발기에서 열을 잃어 온도가 하강하므로, 컴퓨터로 제어되는 히터로 가열하여 원하는 2차유체의 온도를 유지한다. 유량의 제어는 응축기의 경우와 동일하게 하였다.

냉매에 따라, 작동조건에 따른 팽창장치의 변화가 필요한데, 소형 냉동장치에 사용되는 모세관보다는 수동식 팽창밸브가 용이하다. 본 연구에서는 용량의 미세한 조절이 가능한 마이크로미터가 부착된 미터링 밸브를 사용하였다.

순환되는 냉매 중의 냉동유를 제거하기 위해 압축기 출구부에 유분리기를 설치하였고, 수분의 제거를 위한 드라이어(dryer), 그리고 냉동사이클 내의 불순물제거를 위한 스트레이너(strainer)를 설치하였다.

2.2 계측 및 실험 조건

압축기 축일의 측정을 위해서는 회전수와 토크의 측정이 필요한데, 본 연구에서 사용한 압축기가 개방형이므로 이들 두 양의 측정이 가능하다. 회전수의 경우에는 압축기의 축에 가는 홈을 낸 금속원판을 설치하고, 축 회전시에 근접센서를 이용하여 펄스 신호로 바꾼 후 이를 별도로 제작한 카운터에서 읽게 된다. 한편 토크측정기는 회전축과 측정장치 사이의 접점에서 발생하는 문제점을 줄이기 위하여 무접점형을 사용하였고, 모터와 압축기 사이에 직렬로 연결하였다.

냉매의 온도와 압력, 2차유체의 온도 등을 측정하였다. 압력은 응축기의 입구에 3450 kPa(500 psi), 증발기 입구에 1720 kPa(250 psi) 용량의 절대압력센서를 설치하여 계측하였다. 응축기와 증발기에서의 압력손실을 입구와 측정지점 사이에 69 kPa(10 psi) 용량의 차압센서를 설치하여 측정하였다. 절대압제와 차압계는 정하중 압력보정기를 사용하여 보정하였다. 냉매의 온도는 밀봉된 T형 열전대를 이용하여 압축기의 입출구와 응축기와 증발기의 U 관 중앙부에서 직접 계측하였다.

2차유체의 온도측정은 열교환기에서의 열유속을 구하는데 가장 중요한 자료이다. 따라서 열교환기 입구의 온도는 5개의 T형 열전대를 직접 유체 내에 삽입하여 계측한 뒤, 평균값을 이용하였다. 또한 각 직관부의 양 끝에 온도차를 4배 증폭하는 열전과일(thermopile)을 유체 내에 직접 삽입하여 직관부에서의 온도변화를 계측하였다. 이를 직관부의 입구온도에 더하여 직관부의 출구의 온도를 계산해낸다. 이 과정을 반복하여 각 직관부 사이의 2차유체의 온도를 계측한다. 열교환기의 입구와 출구에서도 역시 4배 증폭의 열전과일을 별도로 설치하여 열교환기에서의 총 온도변화를 계측하였다. 냉매의 온도 및 압력의 측정부와 2차유체의 온도 측정부의 위치는 Fig. 1(a)에 나타나 있다. 2차유체의 유량은 응축기와 증발기의 2차유체의 순환라인의 중간에 설치되어 있는 질량유량계로 계측하였다.

실험조건은 기준 조건으로 증발기 2차유체의 입

구온도가 26.7°C, 응축기 2차유체의 입구온도가 35°C인 경우로 하였고, 외기온도의 변화에 따른 성능을 보기 위해 응축기 2차유체의 입구온도를 27.8~40°C로 변화시켰다. 이때 2차유체의 온도차는 응축기, 증발기에서 각각 10°C, 12°C로 일정하게 유지하였다.

압축기의 회전수변화에 따른 특성도 고려하였으며, 실험의 전 경우에 대하여 과열도와 과냉도를 각각 6°C 및 4°C로 동일하게 하였다. 이는 냉매의 충전량과 팽창밸브의 개도를 조절하여 얻을 수 있다.

2.3 자료처리

냉방시스템 성능실험의 주된 결과는 냉방용량과 압축기의 소요동력으로부터 계산되는 성능계수이다. 또한 각 냉매에 따른 상태변화를 파악하기 위한 압력 및 온도의 측정을 하게 된다.

냉방용량은 외부로의 열손실을 무시하면, 증발기 쪽 2차유체의 입출구온도와 유량으로부터 아래의 식에 의해 구할 수 있다.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_b \int_{T_{b,i}}^{T_{b,o}} C_{p,b} dT_e \quad (1)$$

$C_{p,b}$ 는 증발기 2차유체의 비열로 온도의 함수이다.

압축기 소요동력은 실험에서 측정된 압축기의 회전수와 구동토크로부터 다음 식에 의하여 구할 수 있다.

$$\dot{W} = T \cdot \omega \quad (2)$$

여기서 \dot{W} 는 소요동력, T 는 구동토크, ω 는 회전속도이다.

이렇게 구한 냉방용량과 압축기의 소요동력으로부터 성능계수는 아래와 같이 정의된다.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}} \quad (3)$$

냉매에 따라 압축기 회전속도에 따라 압축기의 마찰, 밸브에서의 압력강하 등의 손실일의 크기가 다르므로 압축기의 성능이 변하게 된다. 이는 시스템의 성능에 직접적으로 영향을 미치므로, 다음과 같은 압축기의 압축효율을 정의하여 그 영향을 살펴보았다.

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_r (h_{co,isen} - h_{ci})}{\dot{W}} \quad (4)$$

여기서 η_c , \dot{m}_r 는 각각 압축기의 효율과 냉매의 질량유량을 나타내고, h_{ci} , $h_{co,isen}$ 는 각각 압축기 입구에서의 냉매의 엔탈피와 주어진 입구조건에서 출구압력까지 등엔트로피 압축했을 경우의 출구 엔탈피를 나타낸다.

냉매의 응축과 증발 국소열전달계수를 계산하기 위해서 각 구간에서의 열전달량과 냉매와 2차유체의 온도차를 알아야 한다. 열전달량은 2차유체의 질량유량과 온도차로부터 구할 수 있고, 냉매와 2차유체의 평균온도차는 열전대로 측정한 온도로부터 계산한 대수평균온도차를 이용하였다. 이로부터 각 소구간에서의 열관류율을 구할 수 있다. 하지만 냉매의 열전달계수를 구하기 위해서는 소구간의 열저항의 한 부분인 2차유체의 열전달계수를 알아야 한다. 본 연구에서는 수정된 윌슨플롯법(modified Wilson plot technique)⁽¹²⁾을 이용한 별도의 실험을 통해 2차유체의 열전달계수를 Re 수와 Pr 수로 표시되는 상관식을 구하여 사용하였다. 이렇게 구한 냉매의 응축과 증발 국소 열전달계수를 아래 식에 의해 이상영역에서 적분한 값을 응축과 증발평균 열전달계수로 정의하여 냉매간 비교에 사용하였다.⁽¹³⁾ 열전달계수의 측정에 따른 실험오차는 Benedict가 정리한 오차해석법⁽¹⁴⁾을 이용하였으며, 2차유체의 질량유량과 온도측정에 따른 오차는 각각 0.4%, 0.5°C로 추산하였다. 이때 열전달계수 측정의 오차를 95% 신뢰도로 평균적인 실험조건에서 6.2%, 최대 9.5%로 예측하였다.

$$\bar{h} = \frac{1}{\frac{1}{x_o - x_i} \int_{x_i}^{x_o} \frac{dx}{h}} \quad (5)$$

엔탈피뿐만 아니라, 각 상태점들에 대한 물성치의 계산은 수정된 Carnahan-Starling-De Santis 상태방정식을 이용하였다.⁽¹⁵⁾

3. 성능실험 결과

압축기 회전수를 변화시키면서 순수 탄화수소의 냉방성능을 실험하였다. 압축기 회전수 변화에 따른 냉방용량과 성능계수를 Fig. 2에 나타내었다. 압축기 회전수의 증가는 압축기의 배체체적의 증가를 의미하므로 회전수의 증가에 따라 냉매의 질량유량이 증가한다. 따라서 압축기 회전속도의 증가에 따라 냉방용량은 증가하는 경향을 보인다. 대상

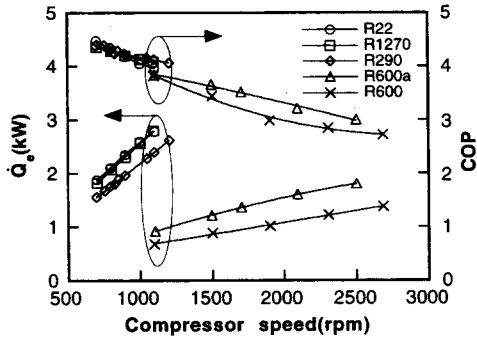


Fig. 2 System performance of pure refrigerants as a function of compressor speed

으로 하는 냉매들은 작동온도에서 서로 다른 포화 압력을 가진다. 따라서 냉매에 따른 냉방용량이 큰 편차를 보임을 확인할 수 있다. R22와 비슷한 포화압력을 가지는 R1270이 R22와 거의 동일한 냉방용량을 보였고, R290은 압축기 회전속도가 1100 rpm일 때 R22보다 14% 작았다. 한편 앞서의 세 가지 냉매에 비하여 R600a와 R600은 1100 rpm일 때 각각 R22의 33%, 24%의 냉방용량을 가지므로 R600a나 R600을 대체냉매로 이용하기 위해서는 압축기의 크기를 상당히 증가시켜야 한다는 것을 알 수 있다.

성능계수의 경우는 대체로 R1270과 R290이 R22에 비하여 약간 우수한 성능을 보였으며, 따라서 냉방용량과 성능계수의 관점에서 R1270과 R290은 대체냉매로서 우수한 특성을 보였다. 압축기 회전속도가 1100 rpm일 때 각각 R22에 비하여 3%, 4% 큰 성능계수를 보였다.

냉방시스템의 주된 목적이 냉방효과를 얻는 것이므로 주어진 압축기 배제체적에 따른 성능변화보다는 냉방용량에 따른 성능을 비교하는 것이 더 합리적일 수 있다. 일반적으로 냉방용량이 크다는 것은 열교환기에서의 열부하가 큰 것으로 냉매와 2차유체 사이의 온도차를 증가시켜 성능계수를 감소시키는 경향이 있다. Fig. 3에 냉방용량에 따른 성능계수를 나타내었다. 동일한 냉방용량의 경우 2차유체의 유량과 온도가 동일하므로 이때 성능은 냉매의 물성에 의해 결정된다. R1270, R290의 성능계수는 R22에 비하여 작은 냉방용량에서는 작은 값을, 냉방용량이 커지면 비슷하거나 큰 값을 보인다. 반면 R600a와 R600의 경우는 R22에 비하여 성능이 많이 저하되는 것을 알 수 있다. 이는 작동압력이 낮

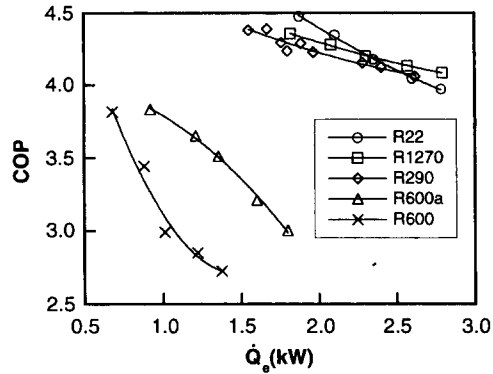


Fig. 3 COP of pure refrigerants with respect to cooling capacity

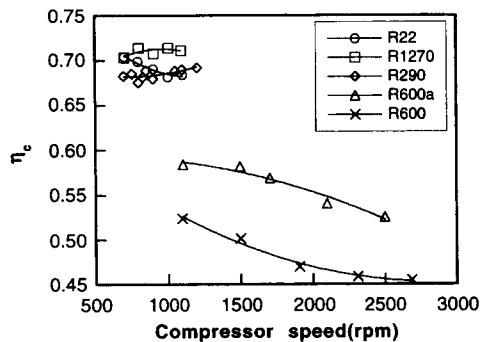


Fig. 4 Compression efficiency of pure refrigerants as a function of compressor speed

기 때문에 가스의 비체적이 커서, 비슷한 용량을 얻기 위해서는 냉매의 체적용량이 증가해야 하고, 이때 증발기에서의 압력강하는 커지기 때문이다. 또한 본 실험에서 냉매에 따라 비슷한 냉방용량을 얻기 위해서는 압축기의 회전속도를 변화시켜야 한다. Fig. 2에서 알 수 있듯이 R600a와 R600은 R22와 비슷한 냉방용량을 얻기 위해서는 압축기의 회전속도가 많이 커져야 하고, 이는 압축기의 마찰 등의 손실을 가져와 압축기 효율을 감소시킨다. 이러한 요인으로 R600a, R600은 R22에 비하여 현저히 저하된 성능을 보였다. 더구나 동일한 압축기 회전속도에서도 R22에 비하여 냉방용량이 상당히 작음에도 불구하고 낮은 성능계수를 보였다. R600a나 R600의 경우 압축기 소모일이 타냉매에 비해 매우 작으므로 마찰에 의한 손실, 밸브에서의 압력강하 등의 손실일이 비슷하다면, 이들 냉매의 경우 상대적인 손실량은 커지며, 따라서 압축기의 성능저하가 현저하리라 예상된다. 이는 앞에서 정

의한 압축기의 압축효율을 나타낸 Fig. 4에서 확인할 수 있는데 R1270, R290, R22는 비슷한 압축기 효율을 나타내는데 반하여 R600a 나 R600은 압축기에서의 효율이 상당히 저하하는 것을 볼 수 있다.

압축과정을 등엔트로피과정으로 생각할 때, 압축기 입출구에서 $\frac{T_{co}}{T_{ci}} = \left(\frac{P_{co}}{P_{ci}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$ 의 관계가 성립한다. 따라서 비슷한 압력비에서 비열비의 값이 작을수록, 압축기 출구에서의 온도는 낮아지게 된다. 탄화수소 냉매는 Table 1에서 보듯이 R22에 비하여 기체상태의 비열비가 작으므로, Fig. 5에 제시된 압축기의 출구온도는 탄화수소 냉매들이 R22에 비하여 현저히 낮은 값을 보였다. 이는 압축기의 내구성측면에서, 또한 응축기에서 상대적으로 열전달 성능이 떨어지는 가스부의 열부하를 줄여준다는 측면에서 탄화수소를 대체냉매로 사용하는 것의 한 장점이 된다.

대상냉매들은 그 잠열이나 비체적이 많이 다르므로 비슷한 냉방용량 하에서도 냉매의 질량유량은 상당한 차이를 보인다. 이는 열교환기에서의 열전달 및 압력손실과 관련하여 중요한 설계인자가 된다. Fig. 6에서 보듯이 R22가 가장 큰 질량유량을 보였으며, R22에 비하여 잠열이 큰 탄화수소는 R22보다 작은 질량유량을 보이고, 냉매에 관계 없이 냉동용량에 대한 질량유량이 거의 한 직선으로 합쳐짐을 알 수 있고, R22에 비하여 냉매의 질량유량의 증가율이 작음을 알 수 있다.

Fig. 7에 증발기에서의 압력강하를 냉동용량의 변화에 대하여 나타내었다. 증발기에서의 압력강하가 크게 되면 냉동용량의 감소, 압축비의 증가 등

성능의 저하를 가져오므로 압력강하는 될 수 있으면 작은 것이 좋다. 대체로 압력강하는 질량유량에 비례하고, 포화압력이 낮은 냉매가 가스의 비체적이 크므로 압력강하가 크게 된다. 앞서 Fig. 6에서 보듯이 냉매의 질량유량이 큰 R22의 압력강하가 컸으며, 냉방용량에 대한 냉매의 질량유량이 비슷한 탄화수소는 증발기에서의 압력이 낮을수록 압력강하가 크게 나타났다. R1270과 R290이 가장 작은 압력강하를 보여 순수물질로서 우수한 성능을 보였다. 특히 R600a와 R600의 경우 증발기에서의 압력강하가 컸으며 이들을 대체냉매로 이용하기 위해서는 증발기의 관 크기를 크게 하는 등의 재설계가 필요하다.

한편 외기조건의 변화에 따른 냉방성능을 보기 위해 압축기 회전수가 1100 rpm인 경우에 대하여, 응축기 2차유체의 입구온도를 변화시키면서 냉방용량 및 성능계수를 Fig. 8에서 살펴보았다. 응축은

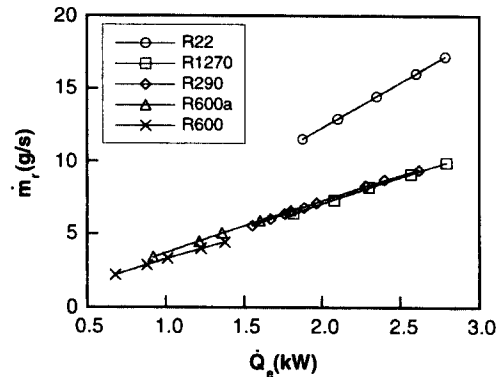


Fig. 6 Mass flow rate of pure refrigerants with respect to cooling capacity

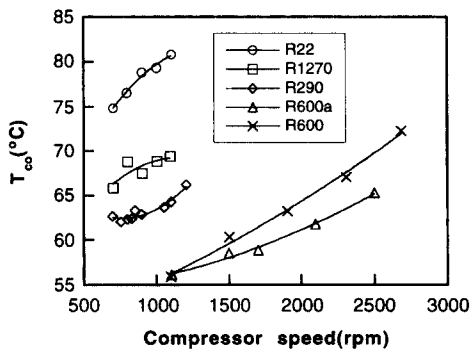


Fig. 5 Compressor discharge temperature of pure refrigerants as a function of compressor speed

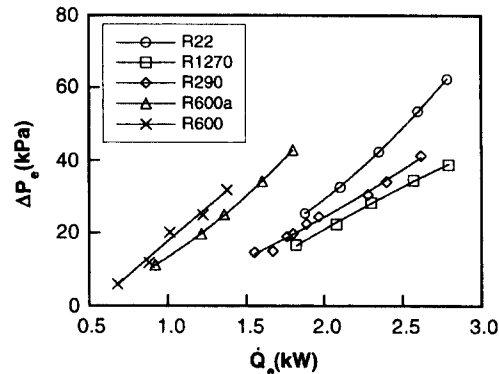


Fig. 7 Pressure drop of pure refrigerants at evaporator with respect to cooling capacity

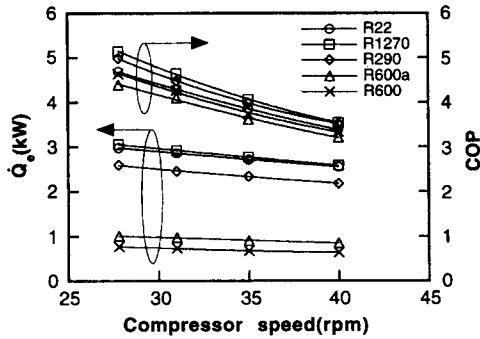


Fig. 8 System performance of pure refrigerants as a function of condenser inlet temperature of secondary heat transfer fluid at compressor speed of 1100 rpm

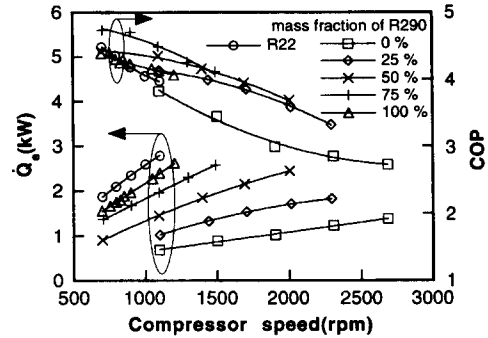


Fig. 10 System performance of R290/R600 mixtures with respect to compressor speed for several mass composition

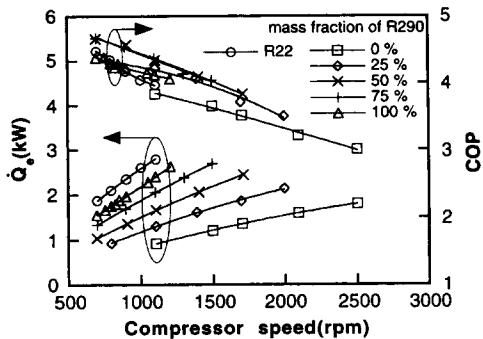


Fig. 9 System performance of R290/R600a mixtures with respect to compressor speed for several mass composition

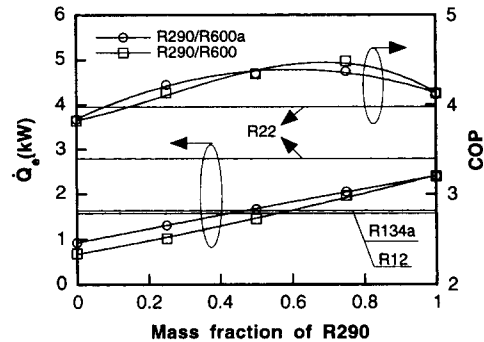


Fig. 11 System performance of R290/R600a and R290/R600 with respect to mass fraction of R290 at compressor speed of 1100 rpm

도가 상승하게 되면 압축기 출구 쪽의 압력상승으로 압축기 체적효율이 작아지므로 냉매의 질량유량이 작아지게 된다. 또한 응축기 출구 과냉도가 고정되어 있으므로 증발기 입구의 건도가 커지게 된다. 이 두 가지 효과로 인해 응축온도의 상승에 따라 냉방용량은 감소한다. 응축온도의 상승으로 압축비가 증가하게 되어, 냉방용량의 감소에도 불구하고 압축기의 소요동력은 증가하게 된다. 따라서 이들의 비로 표시되는 성능계수는 급격히 작아진다. 역시 R290과 R1270이 외기온도의 변화에도 R22보다 전 영역에서 우수한 성능을 보였다.

본 연구에서 대상으로 하고 있는 혼합물 R290/R600a, R290/R600은 냉장고에 사용되던 R12의 대체물질로 제안된 것으로, R12보다 포화압력이 높은 R290과 포화압력이 낮은 R600a나 R600을 혼합하여 R12와 유사한 열물성을 갖도록 한 것이다. 따라서 R12에 비하여 포화압력이 높은 R22와 비슷

한 체적용량을 얻을 수는 없으나, 혼합냉매로서 성능향상을 가져올 수 있으므로 R22의 대체냉매로서 성능비교를 하였다. Fig. 9에 R290/R600a의 여러 성분비의 혼합물에 대하여 압축기 회전속도에 따른 냉방용량 및 성능계수를 나타내었다. 냉방용량의 경우는 각 구성 순수물질의 냉방용량에 대하여 그 구성비에 비례한 정도의 값을 나타내었으나, 성능계수의 경우는 혼합물의 경우 순수물질보다 전반적으로 성능계수가 상승하였다. 이는 혼합냉매의 증발, 응축시 온도변화 특성에 기인하며, 전술한 바와 같이 2차유체와의 평균온도차가 줄기 때문이다. Fig. 10에는 R290/R600의 혼합물에 대한 냉방용량 및 성능계수를 나타내었다. R290/R600a의 경우와 유사한 경향을 보이며, R290/R600의 혼합물보다 약간 작은 냉방용량을 보였다.

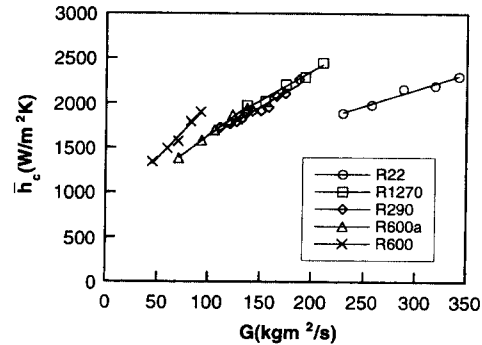
혼합냉매의 성분비에 따른 성능고찰을 위하여 압축기 회전속도가 1100 rpm인 경우에 대하여 R290/

R600a, R290/R600의 혼합비에 따른 냉방용량 및 성능계수를 Fig. 11에 나타내었다. 냉방용량의 경우는 각 순수물질에 대하여 선형적인 변화를 보였으며 두 가지 혼합냉매 모두 전성분비에 대하여 R22에 비하여 작은 냉방용량을 보였다. 참고적으로 R12와 R134a의 경우 동일한 실험조건에서 R290/R600a와 R290/R600의 혼합비 0.4~0.6 부근에서 비슷한 냉방용량을 보였다. 한편 성능계수의 경우에는 전 성분비 영역에서 각 순수물질의 선형보간한 값보다 성능계수가 상승하였고, R22보다 우수한 성능계수를 보였으며, R290/R600a, R290/R600의 혼합비 75/25에서 각각 10%, 13% 정도 R22보다 성능계수가 향상되었다. 한편 이때 냉방용량은 각각 26%, 29% 감소하였다. 따라서 R22의 대체물질로 비록 냉방용량의 감소로 인하여 압축기의 재설계가 필요하나, 상당한 정도의 성능향상이 기대되는 혼합물도 좋은 대체물질이 될 수 있다.

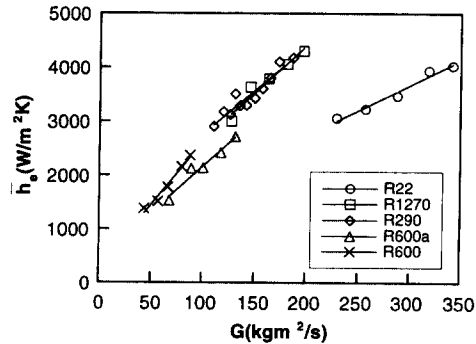
4. 응축 및 증발 열전달계수

냉매의 열전달계수는 성능예측과 열교환기 설계에 있어서 기초자료가 된다. 본 연구에서는 냉방시스템의 성능실험 시의 자료를 이용하여 열전달계수를 구함으로써 직접적인 냉매간 열전달성능의 비교를 하려고 한다. 대상으로 하고 있는 순수 탄화수소 냉매와 R22의 평균 열전달계수를 질량유속에 대하여 Fig. 12에 나타내었다. 열전달계수는 성능실험의 결과를 정리한 것으로 냉매의 질량유량의 증가는 열유속의 증가를 의미한다. 냉매의 질량유량이 증가하게 되면 냉매의 유속이 빨라져서 열전달계수는 증가하게 되고, R22보다는 탄화수소냉매의 열전달계수가 월등히 우수하였다. 이는 탄화수소냉매의 열전도율이 R22에 비하여 우수하고, R1270, R290의 경우 R22에 비하여 점성계수가 작고, R600a, R600은 포화액과 포화증기의 밀도의 비로 정의되는 밀도비가 크기 때문으로 여겨진다.

그러나 R22와 탄화수소냉매 사이의 잠열의 차가 커서 비슷한 냉방용량 하에서 질량유량의 차가 크다. 따라서 비슷한 질량유속에서의 열전달계수의 비교보다는 질량유량과 잠열의 곱으로 표시되는 열전달량으로 비교하는 것이 더 의미가 있을 수 있다. 순수 및 혼합냉매의 열전달량에 대한 평균응축 열전달계수를 Fig. 13에 나타내었다. R1270과



(a) Condensation



(b) Evaporation

Fig. 12 Average heat transfer coefficient of pure refrigerants as a function of mass flux

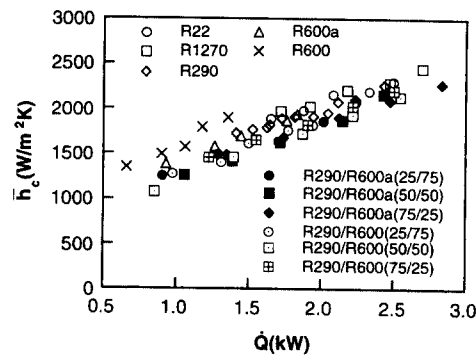


Fig. 13 Average heat transfer coefficient of pure refrigerants and refrigerants mixtures in the condenser as a function of transferred heat

R290이 R22와 거의 동일한 열전달성능을 보이는 것을 알 수 있다. 혼합물의 경우 상변화시 성분비의 불균일로 열전달계수가 순수성분일때 보다 감소하는 것으로 알려져 있으며, 이는 본 실험에서 확인되었다. 성분비가 50/50일 경우 가장 작은 열전

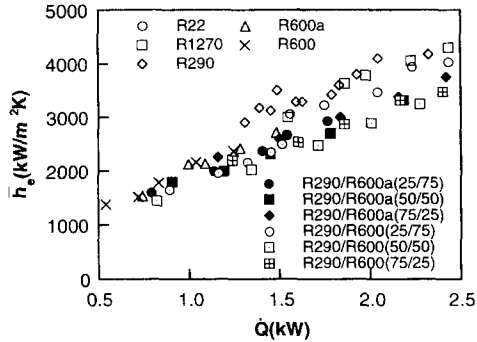


Fig. 14 Average heat transfer coefficient of pure refrigerants and refrigerants mixtures in the evaporator as a function of transferred heat

달계수를 보였으며, 구성 순수물질 사이의 포화온도의 차이가 큰 R290/R600이 R290/R600a의 혼합물보다 열전달계수의 감소폭이 컸다. R290/R600a(50/50), R290/R600(50/50)일 때 각 순수물질의 선형보간 값에 대하여 각각 12%, 20% 감소한 값을 보였다.

Fig. 14에는 평균 증발 열전달계수를 열전달량의 함수로 나타내었다. 응축 열전달과 유사하게 순수 탄화수소 냉매들은 R22에 비하여 우수한 열전달특성을 보였으며, 비슷한 열전달량 하에서 R1270과 R290이 약 8% 정도까지 R22에 비하여 우수한 증발열전달계수를 보였다. R600a와 R600은 비슷한 열전달량에 대하여 비슷한 값을 보였다. 응축열전달의 경우와 마찬가지로 혼합냉매의 열전달계수의 감소효과를 관찰할 수 있었으며, 그 정도는 응축열전달계수에 비하여 컸다. 역시 혼합비 50/50의 경우에서 가장 작은 열전달계수를 보였고, R290/R600의 혼합물이 R290/R600a에 비하여 열전달계수의 감소정도가 컸으며, R290/R600a(50/50), R290/R600(50/50)일 때 각각 선형보간된 값에 비하여 약 19%, 26% 작은 값을 보였다.

5. 결론

단일성분의 탄화수소 냉매와 이들 탄화수소 냉매의 혼합물을 사용한 냉방기의 성능실험을 행하였으며, 이때 응축기와 증발기에서의 열전달계수를 제시하여 대상냉매의 열전달특성을 비교하였고, 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

성능실험결과 순수물질로서 R1270과 R290이

R22와 유사한 성능을 보였고, 성능계수의 경우 약간 큰 값을 보여 대체냉매로서 우수한 성능을 보였다.

혼합물로서는 R290/R600a와 R290/R600을 대상으로 실험하였는데, 냉방용량의 경우 혼합비에 따라 선형적인 변화를 보였으나, 성능계수는 각 순수성분의 선형보간 값보다 컸고, R22에 비하여도 우수한 성능을 보였다.

응축기와 증발기의 열전달성능은 순수 탄화수소의 경우 동일한 질량유량에서는 현저히 큰 값을 보였으며, 비슷한 열전달량에도 순수 R1270과 R290은 R22에 비하여 비슷하거나 우수한 열전달성능을 보였다. 반면에 R290/R600a, R290/R600의 혼합물은 성분비의 불균일로 인한 열전달계수의 감소효과로 각 순수 성분에 비해도 낮은 값을 보이고, R22에 비해서도 작은 값을 보였다.

후 기

본 연구는 서울대학교 터보동력기계연구센터 및 1995년도 한국과학재단 핵심전문연구비(과제번호: 951-1007-005-2)의 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 감사드린다.

참고문헌

- (1) UNEP, 1992, Copenhagen Decision, The Fourth Meeting of the Parties to the Montreal Protocol.
- (2) Cavallini, A., 1995, "Working Fluids for Mechanical Refrigeration," *Proceedings of the 19th International Congress of Refrigeration, the Hague, The Netherlands*, Vol. IVa, pp. 25 ~42.
- (3) ARI, 1995, *Alternative Refrigerants Evaluation Program (AREP) Technical Committee Meeting*, January, Chicago, IL, U. S. A.
- (4) Hewitt, N. J., McMullan, J. T. and Mongey, B., 1994, "Some Aspects of Using Hydrocarbons as Components in Refrigerant Mixtures," *New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning, IIR Commission B2*, Hannover, Germany, May, pp. 143 ~152.
- (5) James, R. W. and Missenden, J. F., 1992, "The

- Use of Propane in Domestic Refrigerators," *Int. J. Refrig.*, Vol. 15, No. 2, pp. 95~98.
- (6) Bodio, E., Chorowski, M. and Wilczek, M., 1993, "Working Parameters of Domestic Refrigerators Filled with Propane-Butane Mixture," *Int. J. Refrig.*, Vol. 16, No. 5, pp. 353~356.
- (7) Baskin, E. and Perry, R. B., 1994, "The Performance of Hydrocarbons in a Household Refrigerator/Freezer," *Proc. of the 1994 International Refrigeration Conference at Purdue, U. S. A.*, pp. 237~244.
- (8) Kim, M. S., Chang, Y. S. and Ro, S. T., 1996, "Performance and Heat Transfer of Hydrocarbon Refrigerants and Their Mixtures in a Heat Pump System," *The Second International Conference on the Use of Non-Artificial Substances, IIR Commissions B1, B2, E1, E2, Sept. 3~6, Aarhus, Denmark.*
- (9) Chang, Y. S., Kim, M. S. and Ro, S. T., 1996, "Test Results of an Air Conditioning System filled with Hydrocarbon Refrigerants and Their Mixtures," *Proc. of the KSME-JSME Thermal Engineering Conference, Oct. 20~23, Kyongju, Korea*, Vol. 3, pp. 427~432.
- (10) Kramer, D., 1991, "Why Not Propane?," *ASHRAE J.*, Vol. 33, No. 6, pp. 52~55.
- (11) Chen, S., Judge, F. F., Groll, E. A., and Radermacher, R., 1994, "Theoretical Analysis of Hydrocarbon Refrigerant Mixtures as a Replacement for HCFC-22 for Residential Uses," *Proc. the 1994 International Refrigeration Conference at Purdue, U. S. A.*, pp. 231~236.
- (12) Shah, R. K., 1990, "Assessment of Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Exchanger Design Data," *Heat Transfer* 1990, Vol. 5, pp. 51~56.
- (13) Chang, Y. S., Kim, M. S., and Ro, S. T., 1996, "Performance in a refrigeration system with heat transfer analysis of condenser and evaporator," *Proc. of ISTP-9, Singapore*, Vol. II, pp. 1311~1316.
- (14) Benedict, R. P., 1984, *Fundamentals of Temperature, Pressure, and Flow Measurements*, 3rd ed., Chap. 10, John Wiley & Sons Inc.
- (15) 김민수, 김동섭, 노승탁, 김옥중, 윤재호, 1990, "혼합냉매의 열역학적 물성치 추산에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제14권, pp. 1337~1348.